

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení - 338

**Výpočet charakteristických parametrů tvarové úpravy
trubky**

**Calculation of the characteristic parameters of tube
shape modification**

Student:

Bc. Jan Hanák

Vedoucí bakalářské práce:

Ing. Marian Bojko, PhD.

Ostrava 2013

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Jan Hanák**
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: 3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství
Specializace: 16 Hydraulické a pneumatické stroje a zařízení
Téma: Výpočet charakteristických parametrů tvarové úpravy trubky
Calculation of the Characteristic Parameters of Tube Shape Modification

Zásady pro vypracování:

1. Literární rešerše konstrukce výměníků tepla a vícerozměrné proudění skutečných tekutin včetně přestupu tepla.
2. Vytvoření zjednodušeného 2D modelu trubky chladiče ERG. Definování matematického modelu proudění včetně přestupu tepla, testování kvality sítě v blízkosti stěny s přestupem tepla při laminárním a turbulentním proudění v 2D geometrii. Definování okrajových podmínek.
3. Vytvoření 3D modelu skutečné trubky chladiče EGR. Aplikace definovaného matematického modelu proudění včetně přestupu tepla pro různé velikosti okrajových podmínek na vstupu.
4. Konstrukční úprava skutečné trubky chladiče EGR. Aplikace definovaného matematického modelu proudění.
5. Vyhodnocení bezrozměrných veličin (Re – Reynoldsovo číslo, Nu – Nusseltovo číslo, f – Fanningův třecí faktor) pro různé varianty.

Seznam doporučené odborné literatury:

1. KOZUBKOVÁ, M.: *Modelování proudění FLUENT, CFX*, VŠB-TU Ostrava, 2008, 142 s.
<<http://www.338.vsb.cz/PDF/Kozubkova-Fluent.pdf>>.
2. BOJKO, M.: *Návody do cvičení „Modelování proudění“ - FLUENT*, VŠB-TU Ostrava, 2008, 141 s.
ISBN 978-80-248-1909-9.
<<http://www.338.vsb.cz/PDF/Bojko-Fluent.pdf>>.
3. BOJKO, M.: *3D proudění – ANSYS Fluent*, VŠB-TU Ostrava, 2010, 226 s.
<<http://www.338.vsb.cz/PDF/3D-Proudeni-ANSYS-Fluent.pdf>>
4. FLUENT: *Fluent 13.0 - ANSYS FLUENT Theory Guide*, ANSYS, Inc. 2010.
5. HEJZLAR, R.: *Sdílení tepla*, ČVUT Praha, 1993, 186s.
6. SAZIMA, M.: *Sdílení tepla*, ČVUT Praha, 1984, 214s.

8. ENENKL, V.: *Sdílení tepla a proudění*, SNTL Praha, 1981, 269s.

9. SHAH, R. K.: *Fundamentals of heat exchanger design*, John Wiley and Sons, 2003, 941p.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **Ing. Marian Bojko, Ph.D.**

Konzultant diplomové práce: ing. Petr Němec

Datum zadání: 16.12.2011

Datum odevzdání: 20.05.2013



prof. RNDr. Milada Kozubková, CSc.
vedoucí katedry



doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně, pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě 20. 5. 2013.



.....

podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č.121/2000 Sb., autorský zákon, zejména §35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 – školní dílo.
- беру на ве́домі, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen“VŠB-TUO“), má právo nevýdělečné ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.
- Bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на ве́домі, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě 20. 5. 2013.



.....

podpis studenta

Jméno a příjmení autora práce:

Jan Hanák

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Zbořisko č. 583

687 37, Polešovice

Česká republika

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

HANÁK, J. *Výpočet charakteristických parametrů tvarové úpravy trubky*: Ostrava: VŠB-Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení, 2013, 74 s. Vedoucí práce: Ing. Bojko, M. Ph.D.

Tato diplomová práce se zabývá vyhodnocením bezrozměrných veličin trubky chladiče EGR, pomocí metody numerického modelování proudění v programu ANSYS Fluent 13.0. Těmito veličinami jsou Re – Reynoldsovo číslo, Nu – Nusltovo číslo a f – Fanningův třecí faktor. V úvodu je obecně pojednáno o tepelných výměnících a jejich použití. Další kapitoly jsou věnovány teorii sdílení tepla a postupy pro výpočet charakteristických parametrů. Následně je definován matematický model proudění v trubce EGR chladiče. V následujících kapitolách je prezentována tvorba 2D a 3D geometrií trubky chladiče, vytváření výpočtových sítí na těchto geometriích, kontrola jejich kvality a následné vyhodnocení výstupních veličin. V poslední kapitole, jsou data získaná numerickým modelováním proudění analyzována programem Eureka.

ANNOTATION OF MASTER THESIS

HANÁK, J. *Calculation of the characteristic parameters of the tube shape modification: bachelor thesis*. Ostrava: VŠB-Technical university of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Hydrodynamics and Hydraulic Equipment, 2013, 74 p. Thesis supervisor: Ing. Bojko, M. Ph.D.

This master thesis deals with the evaluation of dimensionless quantities EGR cooler tubes, using the numerical modelling of flow in the ANSYS Fluent 13.0. These parameters are Re - Reynolds number, Nu - Nusselt number f - Fanning's friction factor. In the introduction to general discussion on heat exchangers and their using. Other chapters are devoted to the theory of heat transfer and procedures for calculating the characteristic parameters. Subsequently defined mathematical model of the flow tube in the EGR cooler. The following chapters are presented 2D and 3D geometry of the coolers tubes, creating computer networks in these geometries, quality control and subsequent evaluation of the output values. In the last chapter, the data obtained by numerical modelling of flow analyzed by software Eureka.

Poděkování

Tímto bych chtěl poděkovat Ing. Marianu Bojkovi a Ing. Petrovi němcovi za laskavou pomoc, cenné připomínky, podněty a rady, při tvorbě této diplomové práce.

Poděkování rovněž právem náleží celé mé rodině, za trpělivost, pochopení a vytvoření skvělých studijních podmínek.

Obsah diplomové práce

Seznam použitého označení a symbolů.....	10
0 Úvod	13
1 Obecná charakteristika funkce a významu tepelných výměníků	14
1.1 Klasifikace výměníků tepla dle technických hledisek	15
1.1.1 Primární rozdělení výměníků tepla	15
1.1.2 Rozdělení tepelných výměníků na základě principu fungování	15
1.1.3 Rozdělení typů tepelných výměníků podle způsobu přestupu tepla	16
1.1.4 Rozdělení typů tepelných výměníků podle způsobu proudění teplotonosných médií	17
1.1.5 Rozdělení typů tepelných výměníků podle smyslu a směru proudění obou teplotonosných médií	17
1.1.6 Rozdělení typů tepelných výměníků podle druhu konstrukce teplosměnné plochy.....	18
2 Principy fungování chladiče EGR (Exhaust gas recirculation).....	24
3 Teorie sdílení tepla (přenosu tepla).....	27
3.1 Základní mechanizmy sdílení tepla	27
3.2 Sdílení tepla mezi povrchem stěny a tekutinou	29
3.3 Prostup tepla válcovou stěnou	33
3.4 Hydrodynamické podobnostní kritérium	35
3.5 Termokinetická podobnostní kritéria.....	36
3.6 Fanningův třecí faktor.....	39
3.7 Vztahy používané pro výpočet charakteristických parametrů chladiče.....	42
4 Numerické modelování	43
4.1 Obecná charakteristika matematického modelu trubky chladiče EGR	43
4.2 Popis dvourovňového modelu.....	44
4.3 Aplikace matematického modelu na trubku EGR chladiče	46
5 Vytvoření 2D a 3D geometrie trubky EGR chladiče, vytvoření sítě a nastavení okrajových podmínek proudění.....	48

6	Vyhodnocení výstupních dat 2D i 3D simulace v programu Fluent a jejich tabelace.....	53
7	Význam vyhodnocování kvality sítě pomocí veličiny	55
7.1	Vyhodnocení kvality použitých 2D a 3D sítí pomocí veličiny	56
7.2	Zhodnocení grafických výstupů veličiny	60
8	Vyhodnocení numerického 2D modelování proudění v trubce pomocí kombinací numerických modelů a stěnových funkcí.....	60
9	Volba turbulentního modelu pro zpřesnění výpočtu.....	66
10	Vyhodnocení numerického 3D modelování proudění	67
11	Hledání matematického popisu funkční závislosti pro f a Nu	69
12	Závěr	71
13	Seznam použité literatury	72
14	Seznam příloh.....	73

Seznam použitého označení a symbolů

A	celková plocha tepelného toku	$[\text{m}^2]$
D	vnitřní průměr trubky	$[\text{m}]$
F_s	setrvačná síla	$[\text{N}]$
F_t	třecí síla	$[\text{N}]$
$Gr; Gr_f$	Grasshofovo číslo	$[-]$
L	délka teplosměnné plochy	$[\text{K}]$
$LMTD$	střední logaritmický teplotní rozdíl	$[\text{K}]$
N_U	Nusseltovo číslo	$[-]$
O	obvod	$[\text{m}]$
$P; Q$	tepelný tok; tepelný výkon	$[\text{W}]$
Pe	Pecletovo číslo	$[-]$
Pr	Prandtlovo číslo	$[-]$
Pr_f	Prandtlovo číslo určené teplotou povrchu stěny potrubí	$[-]$
Pr_p	Prandtlovo číslo určené teplotou tekutiny	$[-]$
Q_m	hmotnostní průtok tekutiny	$[\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}]$
Re	Reynoldsovo číslo	$[-]$
$S_{\text{průřez}}$	plocha příčného průřezu	$[\text{m}^2]$
S_{oblasti}	povrch teplosměnné plochy	$[\text{m}^2]$
V	objem modelu trubky chladiče	$[\text{m}^3]$
a	zrychlení	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-2}]$
c_p	měrná tepelná kapacita při stálém tlaku	$[\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$

d	vnitřní průměr trubky	[m]
d_h	hydraulický průměr	[m]
d_{ek}	ekvivalentní průměr	[m]
e	tloušťka stěny potrubí	[m]
g	gravitační zrychlení	[m. s ⁻²]
i	měrná entalpie	[J. kg ⁻¹ ; J. m ⁻³]
i'	měrná střední entalpie	[J. kg ⁻¹ ; J. m ⁻³]
$l; l_{trubky}$	délka trubky	[m]
m	hmotnost	[kg]
n	normála k povrchu tělesa	[m]
$p_{vstup}; p_{výstup}$	totální tlak na vstupu a výstupu	[Pa]
q	hustota tepelného toku	[W.m ⁻²]
q_p	hustota tepelného toku v potrubí	[W.m ⁻²]
$q_{stěny.pc}$	hustota tepelného toku na stěně	[W.m ⁻²]
r_1	vnitřní průměr trubky	[m]
r_2	vnější průměr trubky	[m]
$t_L; t; t_w$	teplota tekutiny	[K]
t_p	teplota stěny trubky	[K]
t_s	teplota povrchu pevné stěny	[K]
$t_{vstup}; t_{výstup}$	teplota na vstupu a na výstupu	[K]
t_1	teplota vnitřního povrchu válce	[K]
t_2	teplota vnějšího povrchu válce	[K]
u_m	střední osová rychlost kapaliny	[m. s ⁻¹]

u_t	třecí rychlost	[m. s ⁻¹]
$v; v_{avg}; w$	střední rychlost tekutiny	[m. s ⁻¹]
$v; v_{vstup}; v_{výstup}$	průměrná rychlost na vstupu a výstupu	[m. s ⁻¹]
x	odlehlost od náběhové hrany	[m]
y	kolmá vzdálenost od stěny	[m]
$\alpha;$	součinitel přestupu tepla	[W.m ⁻² .K ⁻¹]
γ	teplotní objemová roztažnost	[K ⁻¹]
$\eta; \mu$	dynamická viskozita	[Pa.s]
η_s	dynamická viskozita tekutiny při teplotě stěny t_s	[Pa.s]
η_w	dynamická viskozita tekutiny při teplotě tekutiny t_w	[Pa.s]
$\lambda; k$	součinitel tepelné vodivosti	[W.m ⁻¹ .K ⁻¹]
λ_w	součinitel tepelné vodivosti tekutiny	[W.m ⁻¹ .K ⁻¹]
μ_t	turbulentní viskozita	[Pa.s]
ν	kinematická viskozita	[m ² .s ⁻¹]
ρ	hustota	[kg.m ⁻³]
τ	čas	[s]
τ_w	efektivní smykové napětí na stěně	[Pa]

Úvod

Náplní této diplomové práce je vyhodnocení dvou bezrozměrných termomechanických veličin trubky chladiče EGR, který je využíván pro chlazení a recirkulaci výfukových spalin u automobilových motorů, a je vyráběn firmou Visteon-Autopal s.r.o. Těmito veličinami jsou Fanningův třecí faktor f a Nusseltovo číslo Nu , jež představují základní kritériální vodítka při návrhu a konstrukci chladičů a optimalizaci jejich funkce. Trubka chladiče má specifickou geometrii, kde podstatným činitelem při chlazení, tedy přenosu tepla, je periodicky opakující se vrub, vytvořený na obou stranách trubky. Předpokládá se, že změnou hloubky těchto vrubů g_d , je možné ovlivňovat intenzitu přestupu tepla. Zásadním nástrojem k řešení tohoto zadání se stal software určený pro numerické modelování proudění Ansys Fluent 13.0, obsahující aplikace pro tvorbu geometrie (Design Modeler), tvorbu sítě (Ansys Meshing) a pro výpočet a grafické vyhodnocení výstupních parametrů (Fluent).

Nejprve byl dle dat stanovených zadavatelem (rozměry a tvar trubky), vytvořen v aplikaci Design Modeler, který je součástí Ansysu 13.0, zjednodušený osově symetrický 2D model trubky. Na něm bylo vytvořeno v Ansys Meshing postupně několik sítí se zhuštěním ke stěně a s různým počtem buněk, neboť v oblasti v blízkosti stěny, se nalézá problematická "mezní vrstva", kde se řešené veličiny rychle mění. Tyto sítě byly vyexportovány do aplikace Fluent, kde se definoval matematický model, a kde byly definovány okrajové podmínky proudění spolu s fyzikálními vlastnostmi proudícího média, kterým je vzduch. Po proběhnutí výpočtu ve Fluentu a získání konvergentního řešení, jsem postupně vyhodnocoval kvalitu sítí pomocí veličiny Y^+ a dále výstupní veličiny, jakými byly tlak na vstupu a výstupu, rychlost na vstupu a výstupu, teplota na výstupu, tepelný výkon a hustota tepelného toku na teplosměnné stěně. Dle těchto výstupních parametrů jsem poté získával pomocí vztahů z odborné literatury hodnoty hledaných veličin f a Nu . Při numerickém modelování proudění v 2D modelu trubky jsem pracoval s režimem proudění v rozsahu Reynoldsových čísel $Re = 300 \div 1000$. Po srovnání výsledků z několika matematických modelů, jsem z nich vybral jeden, který jsem dále aplikoval při řešení úkolu na 3D modelu trubky, konkrétně model $k - \varepsilon$ RNG EWT.

Pro numerické modelování proudění ve 3D modelu trubky v režimu proudění $Re = (300 \div 8000)$, jsem k vybranému modelu $k - \varepsilon$ RNG EWT, zvolil ještě model $k - \omega$ SST Low Re, aby byla možnost srovnání výsledků obou a zároveň, abych z

nich vybral ten neoptimálnější k finálnímu řešení úkolu. Stejně jako při tvorbě 2D geometrie trubky, jsem i při tvorbě 3D geometrie vycházel z rozměrů stanovených zadavatelem a vytvořil v programu Inventor, čtyři varianty trubek s rozdílnou hloubkou vrubů (0,55; 0,35; 0,25; 0) mm. Na tyto jsem opět aplikoval stejný postup jako u 2D modelování proudění. Pro finální řešení 3D simulace proudění, byl po srovnání výsledků získaných z obou těchto matematických modelů vybrán model $k - \omega$ SST Low Re. Výstupní veličiny jsem postupně tabeloval a vynášel do komplexních grafů $f = f_{ce}(Re)$ a $Nu = f_{ce}(Re)$. Získaná data byla poté vložena do inženýrského softwaru Eureka, který by pomocí metody matematické analýzy měl nalézt a popsat matematickou rovnici funkční závislosti pro $f = f_{ce}(Re, g_d)$ a $Nu = f_{ce}(Re, g_d)$.

Následující kapitoly přibližují teoretickou základnu řešeného problému, ukazují rozličné konstrukce tepelných výměníků, matematický aparát a postupy pro výpočet jednotlivých charakteristických parametrů přestupu tepla. Část praktická, jak už bylo naznačeno výše v tomto úvodu, pak postupně krok po kroku, mapuje vytváření 2 a 3D geometrií trubky, tvorbu výpočtových sítí na těchto geometriích a kontrolu jejich kvality, zadávání okrajových podmínek, výběr vhodného numerického modelu až po závěrečné vyhodnocení.

1 Obecná charakteristika funkce a významu tepelných výměníků

Přirozené zákony fyziky umožňují energii proudit v rámci systému do té doby, dokud není dosaženo rovnovážného stavu. Teplo opouští tělesa s vyšší teplotou, nebo kapalinu s nejvyšší teplotou, za předpokladu existence teplotního rozdílu, a je přenášeno na chladnější médium. Výměníky tepla se řadí mezi nejstarší a nejrozšířenější zařízení používaná v tepelné energetice. Využívají se pro energetické, teplárenské a nejrůznější technologické účely. Využívají se k přerušovanému či průběžnému předávání vnitřní tepelné energie, tzv. entalpie, mezi dvěma a více tekutinami, mezi částicemi a tekutinou nebo mezi pevným povrchem a tekutinou, při jejich vzájemné interakci bez dodaného tepla a externí práce. Tekutiny kolující ve výměnících se rozdělují obecně na jednosložkové, nebo na jednofázové či dvojfázové směsi. Nejběžnější aplikací jsou ohřívače a chladiče tekutin se dvěma médii, kde jsou obě média oddělovány pevnou stěnou. [3], [1]

1.1 Klasifikace výměníků tepla dle technických hledisek

Tepelné výměníky bývají rozdělovány do několika kategorií a to podle principu fungování, způsobu přestupu tepla, počtu tekutin, konstrukce atd., viz Obr. 1.1, Obr. 1.2 a Obr. 1.3. Přehledná klasifikace tepelných výměníků a jejich základní charakteristika, dle zmíněných kritérií je provedena na následujících stranách.

1.1.1 Primární rozdělení výměníků tepla

Přímé výměníky tepla: Ve kterých jsou obě média v přímém kontaktu. Předpokládá se, že se nepromíchají. Příkladem takového výměníku, je chladírenská věž, kde je voda ochlazována přímým kontaktem se vzduchem.

Nepřímé výměníky tepla: U těchto typů výměníků jsou obě média vzájemně oddělena přepážkou, přes kterou teplo prochází. Mezi nepřímé výměníky lze zařadit výměníky trubkové, spirálové, deskové etc. [1]

1.1.2 Rozdělení tepelných výměníků na základě principu fungování

Směšovací: Ochlazované i ohřívané médium se v tomto druhu výměníku směšují tím způsobem, že vytvoří směs, u které se obvykle nepočítá s rozdělením médií. Teplosměnná plocha je tvořena povrchem kapek vstříkované vody. Nejčastěji mezi kapalinou a vzdušninou, přičemž se může využívat výparné teplo kapaliny.

Regenerační: S určitým časovým zpožděním, vtéká ohřívané médium za médiem ohřívajícím do přesně vymezeného prostoru, který je vyplněn pevným elementem, který zprostředkovává teplo. Toto teplo z něj ohřívané médium posléze přijímá. Stěny výměníku jsou obvykle střídavě omývány teplou a studenou tekutinou.

Kontaktní: Obě média v tomto typu výměníku přicházejí v určitém prostoru a čase do vzájemného styku. Ve vzniklé směsi však spolu vzájemně nereagují, a proto se mohou od sebe znovu oddělit. Teplosměnná plocha bývá tvořena plochou rozhraní obou médií, a může ji vytvářet např. povrch zrn.

Rekuperativní: Obě tekuté látky (ohřívané i ohřívající médium), které si předávají teplo, jsou odděleny stěnou výměníku o dané tloušťce s a výhřevných plochách S_1 a S_2 na straně obou médií. Tyto typy výměníků, se dále dělí na souproudé, protiproudé a křížové.

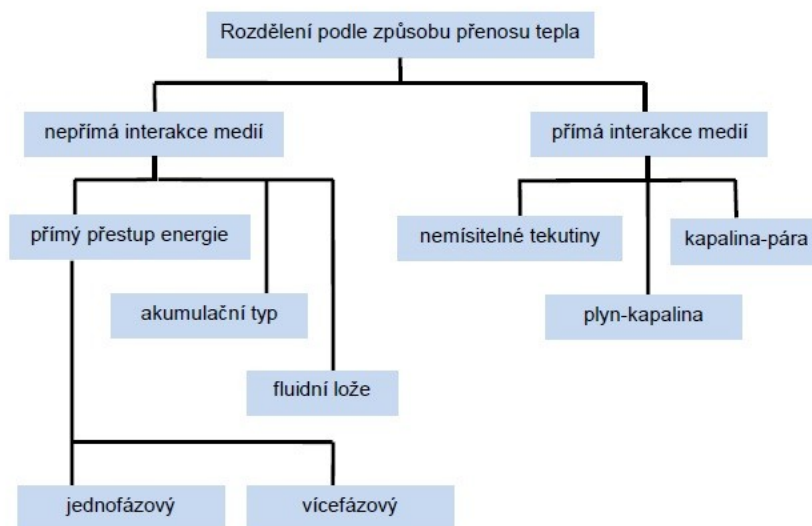
Tepelné trubice: Přenos tepla je uskutečněn při fázových změnách. [2]

1.1.3 Rozdělení typů tepelných výměníků podle způsobu přestupu tepla

Konvenční výměník: v tomto typu výměníku rozhoduje o přestupu tepla režim proudění médií.

Radiační výměník: Zde dochází k předávání tepla zejména sáláním.

Kombinovaný výměník: Můžeme říci, že poměr sálavého tepla a konvenčního výměníku je souměřitelný. [18]



Obr. 1.1 – Schéma rozdělení tepelných výměníků podle způsobu přestupu tepla [3]

1.1.4 Rozdělení typů tepelných výměníků podle způsobu proudění teplotnosných médií

Výměníky bez jednoznačného proudění: Fungování výměníky lze uvést na příkladu, proudění vody v ležatých parních generátorech jaderných elektráren či ve výparnicích parních kotlů. Ta je do bubnu napáječkou doplňována tím způsobem, aby při každém skutečném odběru páry byla udržována téměř konstantní výška její hladiny, ale její vlastní proudění je zanedbatelné.

Výměníky s gravitačním stékáním: V těchto výměnících kondenzát vznikající z páry nebo horká kapalina stékají vlastní tíhou přes potrubí, ve kterých proudí chladicí médium.

Výměníky s přirozeným oběhem (cirkulační): Vlivem rozdílných hustot vody v recirkulačních a varných potrubích je docilováno oběhu statickým tlakem.

Výměníky s nuceným oběhem: Pomocí kompresoru nebo oběhového čerpadla je vyvoláváno oběhu média.

Výměníky s nuceným průtokem: Ohřívané výměníkem médium protéká a více se do něj nevrací. [18]

1.1.5 Rozdělení typů tepelných výměníků podle smyslu a směru proudění obou teplotnosných médií

Souproudé: Vyznačují se tím, že vektory rychlostí tekutiny mají stejný smysl a směry os ohřívajícího a ohřívajícího média jsou rovnoběžné.

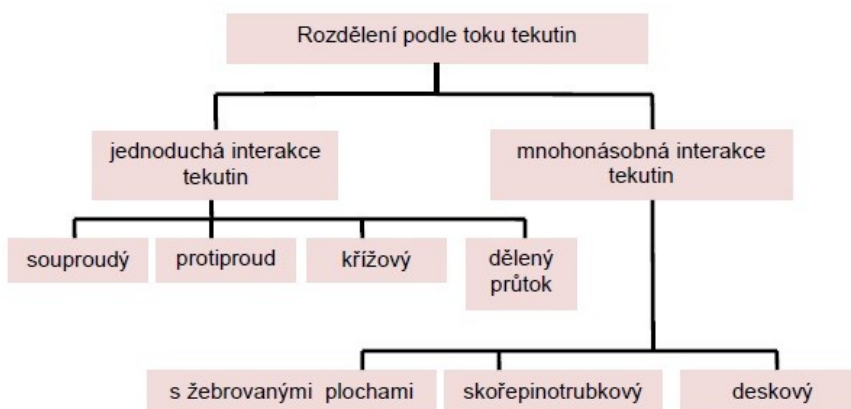
Protiproudé: Je pro ně typické, že smysl proudění je opačný, avšak směr je rovnoběžný.

Křížové: V kolmém průmětu směru spolu osy proudů uzavírají úhel 90° a jsou navzájem mimoběžné.

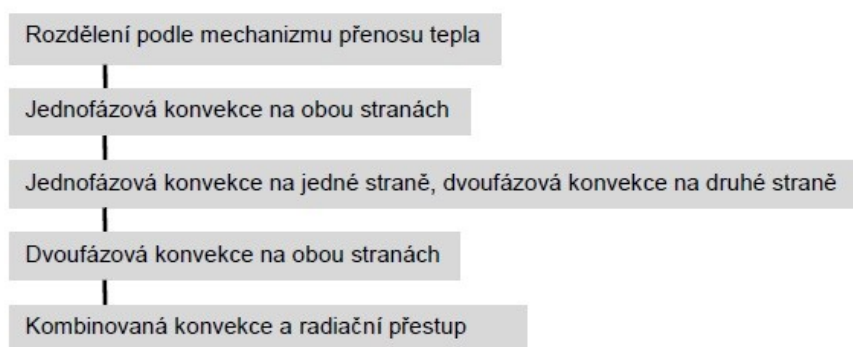
Se šikmým vzájemným proudem: V kolmém průmětu spolu osy proudů svírají úhel větší či menší než 90° .

Výměníky s vícenásobným souproudým, křížovým a protiproudým prouděním:

Výměníky s kombinovaným prouděním: [18]



Obr. 1.2 – Schéma rozdělení tepelných výměníků podle toku médií [3]



Obr. 1.3 – Rozdělení tepelných výměníků podle mechanismu přenosu tepla [3]

1.1.6 Rozdělení typů tepelných výměníků podle druhu konstrukce teplosměnné plochy

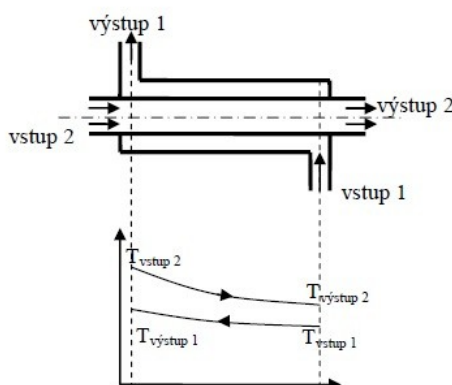
Tato klasifikace zahrnuje široké množství typů výměníků, mezi něž lze zařadit tyto: tubusové, trubkové, skořepinové, deskové, spirální, voštinové, svazkové, žebrové, hadové, vlásenkové, šroubové atd. Pro ilustraci jsou na dalších stranách uvedeny nejpoužívanější typy ve stručné charakteristice. [18]

a) Tubusové výměníky:

Patří, mezi nejčastěji používané výměníky, typu tekutina-tekutina a nejvíce je využíván systém kapalina-plyn. Tyto výměníky, na Obr. 1.4, mohou jak být souproudé, tak i protiproudé na Obr. 1.5, a též křížové. Používají se jako výměníky v kotlích, výparníky, přehřívačky, souproudé a protiproudé chladiče stacionární hydrauliky ekonomizéry etc. Jejich konstrukční provedení je velice rozmanité a závisí na druhu a účelu instalace výměníku. [3]



Obr. 1.4 – Realizace protiproudého tubusového výměníku [3]

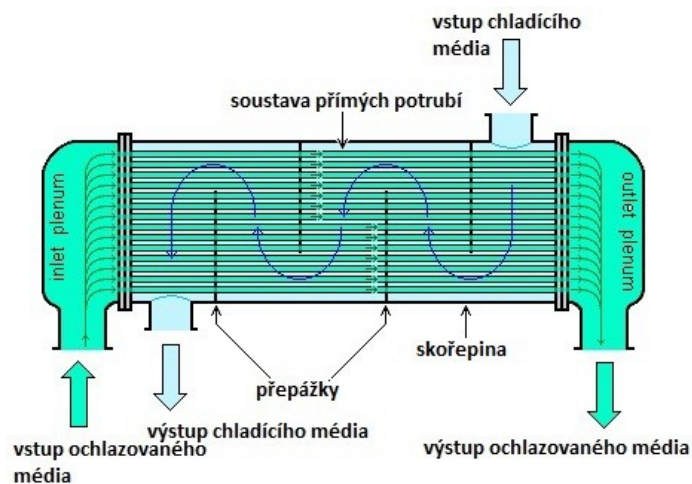


Obr. 1.5 – Schéma protiproudého tubusového výměníku s průběhem teplot po jeho délce [3]

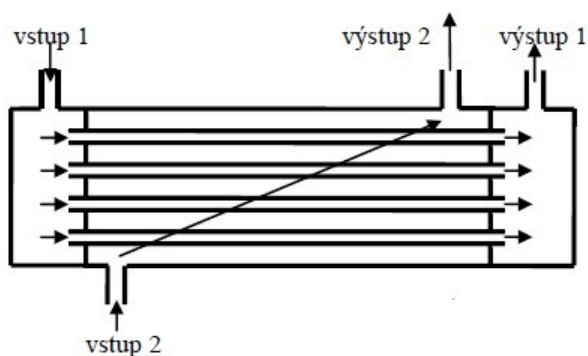
b) Skořepinové výměníky:

Starší literatura je uvádí pod pojmem výměníky svazkové. Obvykle bývají koncipovány na principu trubky (nebo spíše soustavy přímých trubek) v trubce, jak je zobrazeno na Obr. 1.6, kde v případě použití výměníku jako chladiče, je médium určené k ochlazení přiváděno systémem vnitřních trubek a médium chladící tento systém obtéká v trubce vnější přes soustavu přepážek, nebo v případě přehřívačky tomu může být naopak, blíže na Obr. 1.7 a Obr. 1.8, kde jsou na schématech ilustrovány obě používané

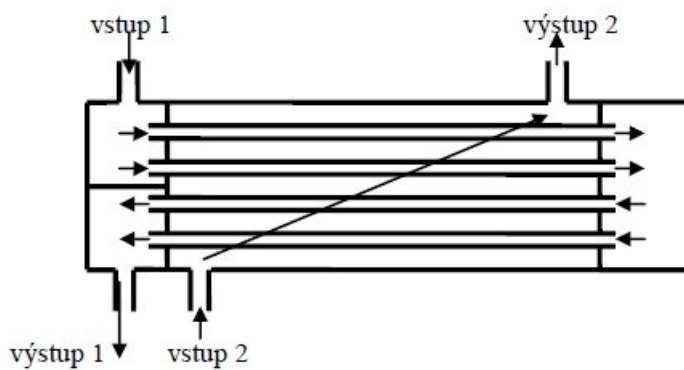
modifikace. Tyto výměníky, se používají pro vysokotlaké aplikace s tlaky vyššími než 30 bar a teplotou vyšší než 260°C. [4]



Obr. 1.6 – Schéma principu fungování skořepinového výměníku tepla [4]



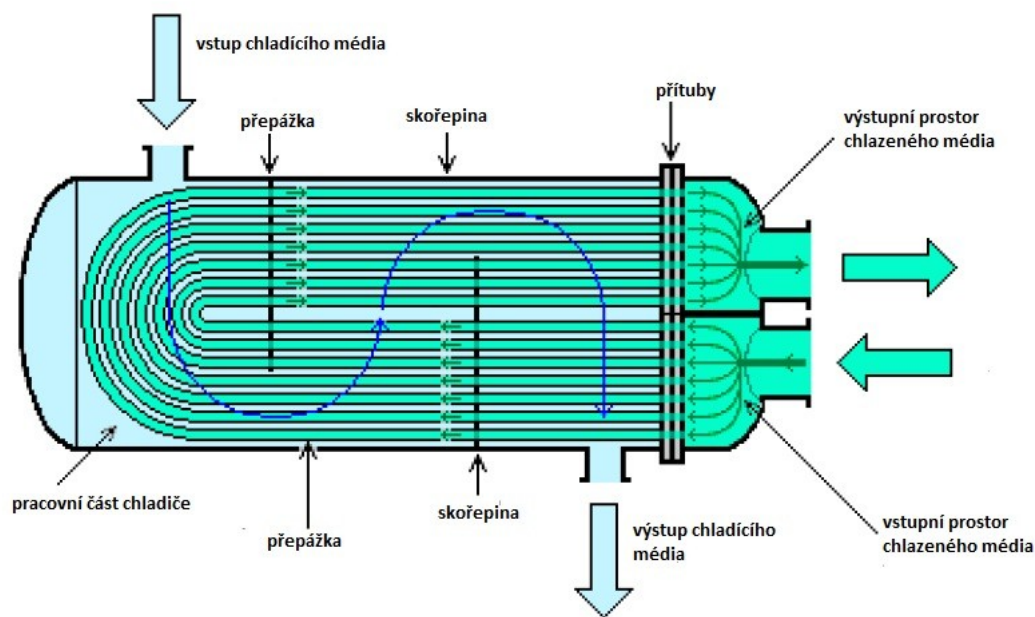
Obr. 1.7 – Schéma jednoprůchodového skořepinového výměníku tepla [3]



Obr. 1.8 – Schéma dvouprůchodového skořepinového výměníku tepla [3]

c) Spirální výměníky:

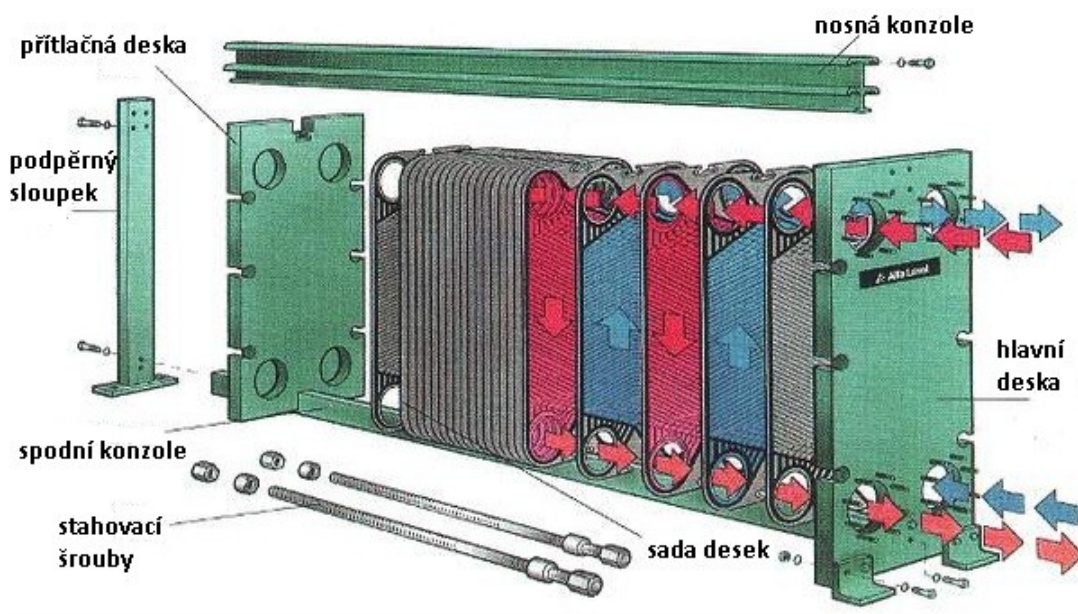
Svojí konstrukcí se blíží skořepinovým dvouprůchodovým výměníkům, s tím rozdílem, že místo systému přímých trubek, využívají trubkové spirály ve tvaru písmene U. Následující schéma na Obr. 1.9, popisuje spirální výměník ve funkci chladiče.



Obr. 1.9 – Schéma spirálního výměníku [4]

d) Deskové výměníky

Deskové výměníky, lze díky své konstrukci zařadit mezi rozebíratelné. Jsou tvořeny sadou zrcadlově obrácených tenkých plechových desek, které jsou seřazeny za sebou na základové ose vždy po párech a staženy pomocí šroubů mezi hlavní a přítlačnou deskou. Každá z desek je opatřena těsněním a tak je vytvořen systém dvou oddělených mezideskových kanálů, pro průtok primárního a sekundárního média. Celá konstrukce je patrná z nákresu na Obr. 1.10, kde je vidět sadu desek a těsnění po jejich obvodu.



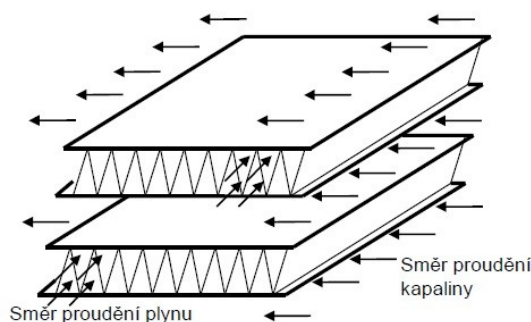
Obr. 1.10 – Schéma deskového výměníku s naznačeným směrem proudění obou médií

Barevně je také naznačeno schéma průtoku primárního a sekundárního média. Každé z nich prochází svým systémem kanálů, tvořených utěsněnými mezideskovými prostory. Například primární médium vstupuje do levé horní přírubby v pevné nosné desce a každým druhým mezideskovým prostorem protéká dolů, kde opouští výměník levou dolní přírubou. Sekundární médium naopak z pravé dolní přírubby protéká svými mezideskovými kanály nahoru a vychází pravou horní přírubou. Toto uspořádání je velice efektivní, protože obě média procházejí výměníkem přesně opačným směrem, jedná se tedy o dokonalý protiproud. Všechny desky jsou prolisovány takovým způsobem, aby v proudícím médiu docházelo k intenzivní turbulenci, která zvyšuje efekt přestupu tepla. V zásadě lze říci, že deskové výměníky mají třikrát až pětkrát vyšší účinnost než výměníky trubkové. Tyto typy výměníků nacházejí uplatnění ve všech průmyslových oborech. Na okraji zájmu nezůstávají ani obory vytápění a chlazení, kde využití rozebíratelných deskových výměníků zažívá v posledních letech značný nárůst. Mezi nečastější aplikace lze zařadit: vytápění, příprava teplé užitkové vody, chlazení, klimatizace, vzduchotechnika, využívání odpadního tepla pro vytápění, solární systémy, tepelná čerpadla, ohřev bazénů etc. [5]

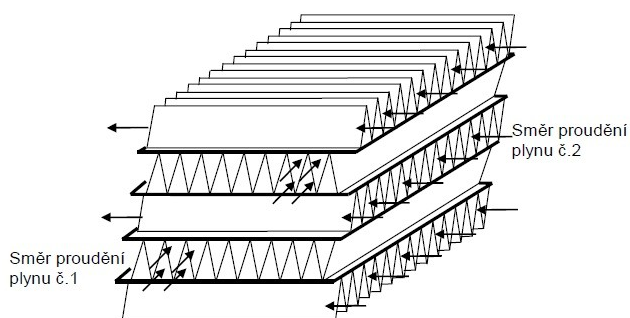
e) Voštinové výměníky

Konstrukce tohoto druhu výměníku sestává s plochých desek, osázených žebry s tenkého plechu. U výměníku typu plyn – kapalina je vždy žebrovaná teplosměnná plocha ze strany plynu, viz Obr. 1.11. Výměník typu plyn – plyn, na Obr. 1.12, může mít žebrování po obou stranách. Z důvodu velkého tlakového namáhání tenkých žebér a možnosti zhroucení žebrové struktury nemůže být u kapaliny použito žebrování.

Žebra (často také označovány, jako voštiny), blíže na Obr. 1.13., bývají vyrobeny z měděného či hliníkového tenkostěnného plechu ohýbáním nebo stříháním. Průměrný počet žebér je 120 – 700 žebér na 1 metr délky. Tím je zajištěna velká teplosměnná plocha, (může dosahovat hodnoty $1300 \text{ m}^2 \cdot \text{m}^{-3}$). Konstruktivní uspořádání může být velice rozmanité a je závislé na typu použití výměníku. [3]



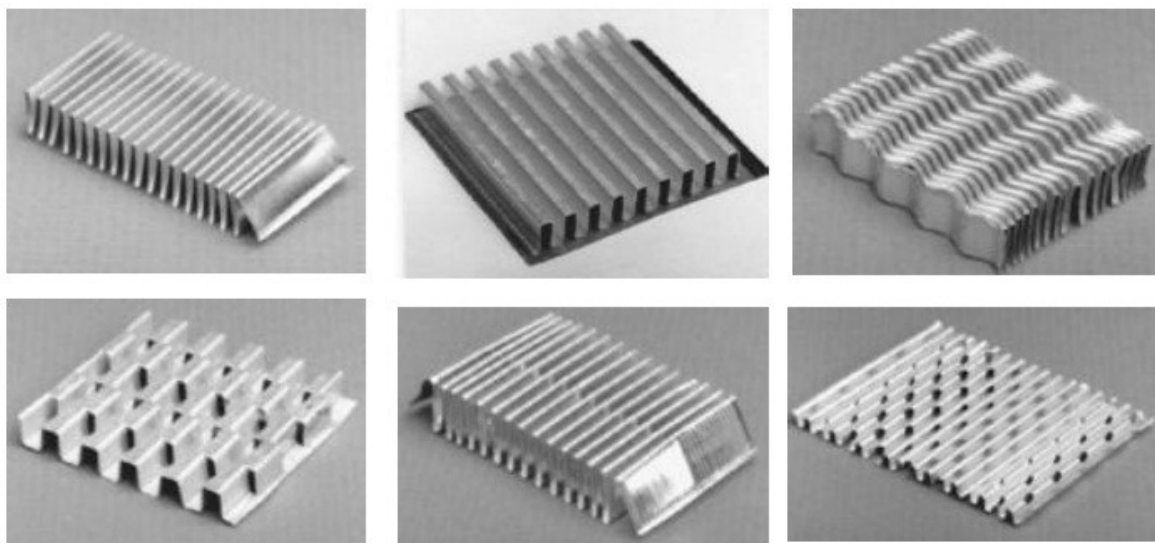
Obr. 1.11 – Schéma voštinového výměníku typu plyn-kapalina [3]



Obr. 1.12 – Schéma voštinového výměníku typu plyn-plyn [3]

Využití voštinových výměníků je zejména v oblasti chlazení kapalin a plynů prostřednictvím proudícího vzduchu. V praxi se s takovými aplikacemi můžeme setkat např. u chladičů spalovacích motorů, chladičů hydraulických obvodů u mobilní hydrauliky, chladičů klimatizačních jednotek etc. Zpravidla je chladič osazen vrtulovým ventilátorem, zajišťujícím dostatečný průtok vzduchu. U automobilů je tento průtok zajištěn pohybem

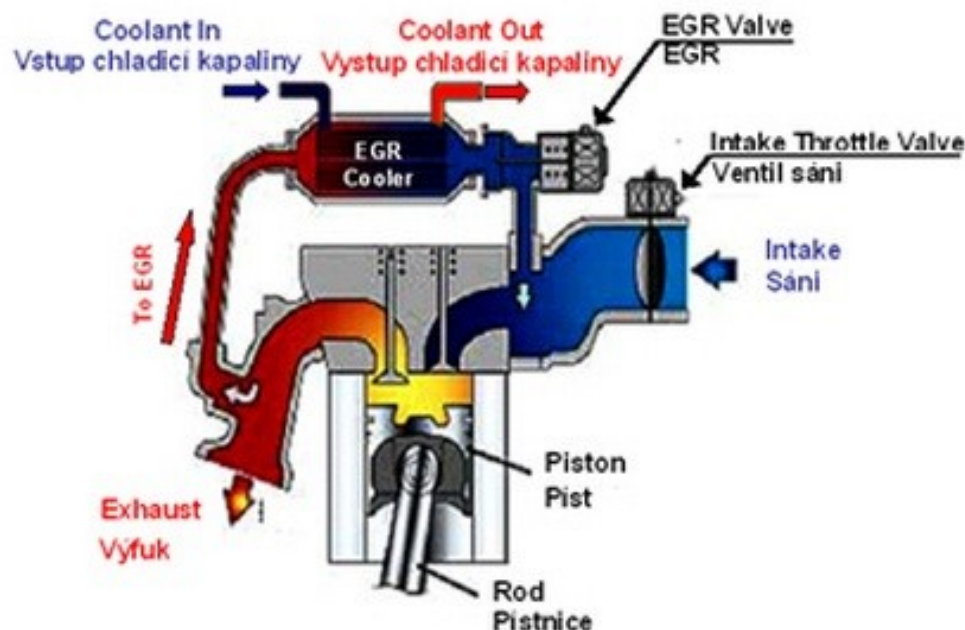
vozidla (náporové chlazení). Ventilátor je spínán pouze v případě delší doby stání vozidla, nebo v případě režimu klimatizace.



Obr. 1.13 – Příklady typů voštin [3]

2 Principy fungování chladiče EGR (Exhaust gas recirculation)

Technologie EGR, tedy recirkulace spalin, pracuje na principu vrácení výfukových plynů zpět do sání, kde dochází k mísení spalin, s atmosférickým vzduchem. Tímto způsobem je dosahováno snížení množství kyslíku ve směsi. Snižuje se zároveň rychlost hoření paliva ve válci, i teplota na čele plamene. Touto cestou lze snížit emise výfukových plynů vznětových motorů na úroveň Euro 4 a vyšší. Základní princip, viz Obr. 2.1, spočívá v tom, že část výfukových plynů prochází výměníkem tepla, fungujícím jako chladič a je nasávána do motoru. Tímto způsobem se omezuje vznik dalšího oxidu dusíku. Výsledkem jsou nižší dosažené teploty v průběhu spalování a tím i nižší produkce oxidu dusíku.



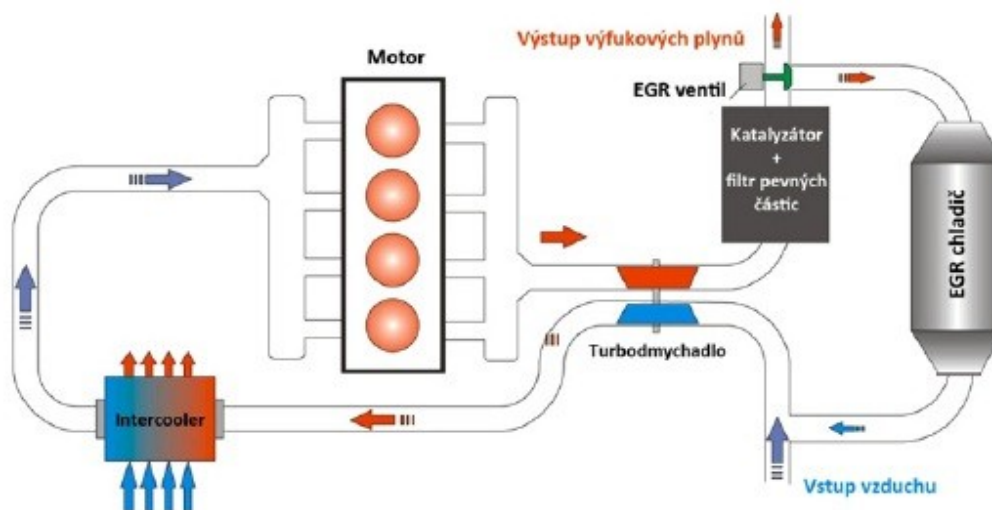
Obr. 2.1 – Řez výměníkem EGR namontovaným na hlavu válce

Tato technologie má i své nevýhody. Jednou z nich je snížení výkonu motoru, ve srovnání motoru bez částečné recirkulace výfukových plynů. Recirkulace ovšem umožňuje, z důvodů využití menšího množství kyslíku ve směsi, spálit menší hmotnostní množství paliva. Tím se získá méně tepla a tudíž se i méně energie přemění v mechanickou práci. Další možnou nevýhodou je při praktické aplikaci potřeba složité elektronické regulace, což je ovšem nevýhoda, odrážející se přímo ve vyšší nákupní ceně. Na Obr 2.2 je praktická realizace chladiče EGR fa T. RAD. [11]

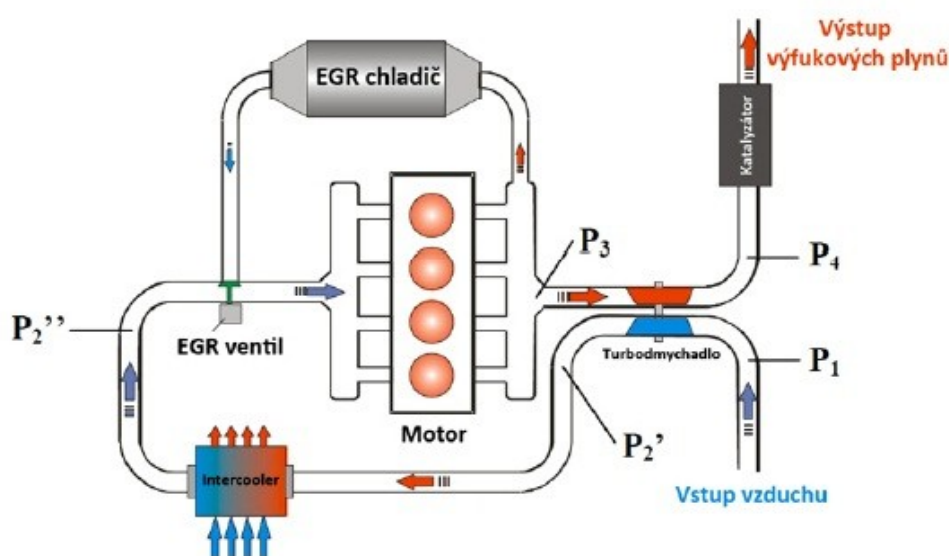


Obr. 2.2 – Průmyslová realizace chladiče EGR fa T. RAD [10]

Základní rozdělení recirkulace spalin spadá do dvou kategorií. Jednou z nich je nízkotlaká recirkulace spalin, viz Obr. 2.3 níže. Tento systém je v současné době stále ještě testován, ale uvažuje se, že pomocí něho podaří snížit emisní limity na úroveň Euro 6. Oproti tomu je vysokotlaký systém, schéma uvádí Obr. 2.4, je dnes nejpoužívanějším systémem. Výrobci se snaží různými konstrukčními variantami geometrie výměníku zintenzívnit a zefektivnit sdílení tepla a tak docílovat snižování emisí.



Obr 2.3 – Schéma principu fungování nízkotlakého EGR systému [17]



Obr 2.4 – Schéma principu fungování vysokotlakého EGR systému [17]

3 Teorie sdílení tepla (přenosu tepla)

Sdílení tepla je vědní obor zabývající se jevy, které se týkají přenosu a šíření tepla. Na základě druhého zákona termomechaniky platí, že ke sdílení tepla dochází samovolně v prostoru z míst s vyšší teplotou do míst s teplotou nižší. Dochází-li na příklad k dotyku dvou těles, které mají různou teplotu, probíhá mezi nimi výměna pohybové energie jejich strukturních částic. Intenzita pohybu částic teplejšího tělesa se zmenšuje a u tělesa chladnějšího se zvětšuje. Z toho důvodu se teplejší těleso ochlazuje a chladnější ohřívá. Tepelným tokem se pak označuje tok energie, jež je předáván částicemi teplejšího tělesa, částicím tělesa chladnějšího. Směr tepelného toku, je směr, kterým teplota klesá. Doba trvání tohoto tepelného přenosu končí v okamžiku dosažení termodynamické rovnováhy. [14]

V tuhých tělesech i v tekutinách jsou základní částice hmoty, tj. atomy, molekuly a volné elektrony, v neustálém pohybu. Existují materiály, jejichž částice se nepřemísťují a vnitřní energie materiálu je dána vibračním pohybem. S rostoucí teplotou se zvětšuje i vibrační pohyb, tudíž i vnitřní energie. V důsledku přenosu vibrační energie od jednoho atomu k druhému, se v tuhých tělesech teplo sdílí vedením. Sdílení tepla je součástí řady průmyslových procesů, např. chlazení či ohřevu, sušení nebo vlhčení, odpařování nebo kondenzace, tavení nebo krystalizace, absorpce, adsorpce nebo desorpce a jiných technologických operací. Z výše napsaného je patrné, že procesy sdílení tepla musí být a také jsou nedílnou součástí vytápění, větrání, chlazení, klimatizace, konstrukcí a tepelných izolací staveb, konstrukcí a zařízení rozvodů vody, tepla a přípravy teplé užitkové vody etc. [6]

3.1 Základní mechanismy sdílení tepla

a) Vedením (kondukcí): Tento způsob přenosu tepla je zprostředkován vzájemnými srážkami atomů a molekul. Dochází tak k tomu, že je mezi nimi předávána kinetická energie, což se navenek projevuje vedením tepla a při neustálenosti procesu i změnou teploty. Vyskytuje se převážně u pevných těles. U tekutin se vyskytuje tehdy, můžeme-li je uvažovat makroskopicky v klidu

b) Sáláním (radiací): Jedná se o vznik tepelných paprsků, přeměnou tepelné energie v energii záření. Fyzikálním principem tepelného – infračerveného záření je elektromagnetické záření s vlnovou délkou (800-400) nm. Šíření tohoto záření není vázáno na hmotné prostředí, šíří se tedy i ve vakuu. Teplo ze sálajícího tělesa se změní v záření, a to se po dopadu na těleso pohlcující změní zpět v teplo. S tímto druhem sdílení tepla je možné se setkat ve vysokoteplotních, plynem chlazených reaktorech či v kosmickém prostoru.

c) Prouděním (konvekci): Základním principem tohoto tepelného přenosu je pohyb prostředí. Tím je myšleno proudění tekutin a jejich vzájemný kontakt s okolními tuhými látkami (tuhými stěnami) s odlišnou teplotou. Tekutiny předávají tepelnou energii tuhým látkám, v případě, že jejich teplota je vyšší. Tekutiny tepelnou energii s povrchu tuhé látky odvádějí, je-li jejich teplota nižší, než je teplota tuhých látek. Předávání energie mezi tuhou látkou a proudící tekutinou se nazývá přestupem tepla. Poněvadž problematika tohoto fenoménu je zahrnuta i v samotném zadání diplomového projektu, bude níže ještě rozšířena o další informace.

Základem konvektivního přestupu tepla jsou děje odehrávající se v blízkosti povrchu tuhé látky, čili teplosměnného povrchu, ať už se jedná o stěny výměníků tepla, povrchů topidel etc. V bezprostřední blízkosti nepohyblivého teplosměnného povrchu se předpokládá, velmi tenká nehybná vrstva, kde je teplo přenášeno výhradně kondukcí. Dále od teplosměnného povrchu je to laminární vrstva proudící tekutiny. Ta vyvolává podélné proudění u stěny a současně i příčné proudění směrem od stěny ke stěně spojené s více či méně promícháváním celého objemu tekutiny. Prouděním je tedy zajištěn přenos tepelné energie od teplosměnné plochy do jádra tekutiny.

V technické praxi proudění sestává, jak z konvekce přirozené, tak i z konvekce nucené. Přitom je podíl konvekce přirozené konvekce tím větší, čím je menší rychlost proudění a čím větší jsou v tekutině teplotní gradienty. Pokud nucené proudění probíhá při vysokých rychlostech, lze vliv přirozené konvekce zanedbat. Sdílení tepla konvekci je silně spjata se způsobem proudění. Jestliže tekutina proudí s povrchem tuhé tělesa rovnoběžně, je teplo mezi celým objemem tekutiny a povrchem přenášeno v laminárním režimu pouze kondukcí. Přenos tepla prouděním v turbulentním režimu se uplatňuje významněji jen v určité vrstvě tekutiny u povrchu tělesa. [7];[8]

Základní rozdělení sdílení tepla prouděním (konvekci)

Přirozené: Funguje na principu rozdílu teplot tekutiny v různých částech prostoru, které způsobují rozdíly v hustotě tekutiny. Takto vzniká difference hydrostatického tlaku v gravitačním poli Země, jež vyvolává vertikální proudění. Chladná tekutina s vyšší hustotou klesá směrem dolů a naopak teplejší s nižší hustotou stoupá vzhůru. Na tomto principu funguje například oběh ústředního topení (nenucený).

Nucené: Zajistí se dodávkou mechanické energie tekutině (čerpádlem, ventilátorem apod.). Tento druh proudění je využíván zejména tam, kde je nutné přestup tepla zintenzivnit. Při některých procesech je viskozita kapalin vysoká, obvykle během odpařování zahušťovaných roztoků, odpařovací krystalizaci, anebo chlazení roztoku hodnota viskozity kapaliny či vznikající suspenze dále roste. Přirozená cirkulace roztoku je příliš nízká, kvůli vysokým ztrátám energie v proudící kapalině a intenzita přestupu klesá. Ovšem v praxi i v přírodě se obvykle vyskytuje sdílení tepla kombinované z výše uvedených způsobů. [7]

3.2 Sdílení tepla mezi povrchem stěny a tekutinou

Pro řešení mé diplomové práce je tato kapitola základem k porozumění a řešení zadaného úkolu. Tepelné sdílení mezi tekutinou a povrchem stěny je fyzikálně složitý děj, závislý na hydrodynamických a termodynamických veličinách. Konkrétně na rychlosti proudění v podél stěny a na hmotových veličinách tekutiny, jimiž jsou myšleny, měrná hmotnost ρ , kinematická viskozita ν , tepelná vodivost λ , a měrné teplo izobarické c_p . Matematické vyjádření vlivu všech výše uvedených veličin na sdílení tepla mezi stěnou a tekutinou je velmi obtížné, proto se v technické praxi používá Newtonova vztahu. Tento zákon říká, viz rovnice (1), že množství tepla dQ odevzdaného za čas $d\tau$ na ploše dS , je přímo úměrný součinu součinitele přestupu tepla α a rozdílu teploty pevné stěny t_s a teploty tekutiny t_L , respektive v diferenciální rovnici gradientu teploty. Pro inženýrské výpočty je základní úlohou stanovení tepelného toku q , viz rovnice (2), mezi proudící tekutinou a povrchem tuhého tělesa. Jestliže jsou tyto úlohy řešitelné analyticky, hodnota tepelného toku se určí výpočtem z teplot, rychlostí a tlaku v tekutině a z teploty stěny.

Praktické problémy jsou však natolik komplikované, že je nutno použít výsledků experimentálního výzkumu, spolu z aplikací teorie podobnosti. Pro stanovení tepelného toku (tepelného výkonu), je používáno více vztahů, některé z nich uvedeny na dalších stranách. [7] [8]

Vztah pro Newtonův zákon ochlazování: [7]

$$dQ = \alpha \cdot (t_s - t_L) dS d\tau \quad [W] \quad (3.1)$$

Hustota tepelného toku dle Fourierova zákona: [6]

Při přestupu tepla konvekcí se vytváří na povrchu tuhého tělesa tenká vrstva tekutiny. Za předpokladu, že v laminární podvrstvě tekutiny se teplo sdílí pouze vedením, je možno hustotu tepelného toku vyjádřit pomocí Fourierova zákona. Znamínko plus značí v rovnici vychlazení tekutiny a znamínko mínus ohřev tekutiny v mezní vrstvě. [7]

$$q = \pm \lambda \cdot \left(\frac{dT}{dn} \right)_n \quad [W \cdot m^{-2}] \quad (3.2)$$

Kde jednotlivé parametry pro rovnici (2) jsou:

λsoučinitel tepelné vodivosti $[W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}]$

nnormála k povrchu tělesa $[m]$

qhustota tepelného toku na povrchu tělesa $[W \cdot m^{-2}]$

Hustota tepelného toku na rozhraní tekutiny a tělesa: [8]

Rovnice platí pro stacionární proudění ve směru osy x v trubce

$$q_p = \frac{1}{O} \cdot \frac{d}{dx} \int_0^S \rho \cdot i \cdot v_x \cdot dA \quad [W \cdot m^{-2}] \quad (3.3)$$

Splocha příčného průřezu $[m]$

dAdiferenciál plochy [m^2]

iměrná entalpie [$J \cdot kg^{-1}$; $J \cdot m^{-3}$]

O obvod trubky [m]

Hustota tepelného toku dle Newtonova zákona: [6]

Při nucené konvekci dosahují měrné tepelné toky hodnot řádově $10^8 W \cdot m^{-2}$.

$$q = \alpha \cdot (t_s - t_L) \quad [W \cdot m^{-2}] \quad (3.4)$$

αsoučinitel přestupu tepla [$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$]

t_steplota stěny povrchu tuhého tělesa [K]

t_Lteplota tekutiny [K]

Spojením Newtonovy a Fourierovy rovnice se získá diferenciální vztah pro sdílení tepla na povrchu tuhého tělesa. [7]

$$\pm \lambda \cdot \left(\frac{dT}{dn} \right)_n = \alpha \cdot (t_s - t_L) \quad (3.5)$$

Výpočet tepelného toku na úseku trubky: [8]

Předaný tepelný tok ze stěny na tekutinu trubky na úseku dx lze vyjádřit takto:

$$dP_p = q_p \cdot O \cdot dx \quad [W] \quad (3.6)$$

Tepelný tok po celé délce trubky: [8]

$$P_p = \int_0^l q_p \cdot O \cdot dx \quad [W] \quad (3.7)$$

Výpočet tepelného toku pomocí měrné střední entalpie a hmotnostního průtoku: [8]

$$P = Q_m \cdot i' [W] \quad (3.8)$$

Q_mhmotnostní průtok tekutiny [$m^3 \cdot s^{-1}$]

i'měrná střední entalpie [$J \cdot kg^{-1}$]

Součinitel přestupu tepla α :

Velikost koeficientu přestupu tepla α je závislá na: [6]

- Druhu tekutiny: plyn, pára, kapalina
- Rychlosti v a charakteru proudění: laminární, turbulentní
- Typu proudění: přirozené, nucené
- Geometrických rozměrech teplosměnných stěn: $\varnothing d$, *délka* L
- Stavů a vlastnostech tekutiny: teplotě t , tlaku p , měrném teple c_p , tepelné vodivosti λ , dynamické viskozitě η .
- Teplotě stěny (v případě problematiky mé diplomové práce je to tedy teplota chladicího média)

Místní součinitel přestupu tepla konvekci: [8]

$$\alpha_k = \frac{dP}{(t_p - t) \cdot dA} = \frac{q}{t_p - t} = \frac{\lambda}{t_p - t} \cdot \left(\frac{\partial t}{\partial n} \right)_{n=0} [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}] \quad (3.9)$$

t_pteplota stěny trubky [K]

tteplota tekutiny [K]

Z rovnice vyplývá, že místní součinitel přestupu tepla konvekci představuje množství tepla, které je předáno za jednotkový čas mezi tekutinou a jednotkovou plochou povrchu tělesa, jestliže je teplotní rozdíl $1K$.

Následující výčet podává pro představu přehled o rozsazích hodnot místního součinitele přestupu tepla:

Plyny při přirozené konvekci	5 až 10
Voda při přirozené konvekci	100 až 1000
Plyny při proudění v trubkách a mezi nimi	10 až 5000

Výpočet tepelného toku mezi tekutinou a povrchem tuhého tělesa pro rovnici (9):

$$dP_p = \alpha_k \cdot (t_p - t) \cdot dA [W] \quad (3.10)$$

Součinitel tepelné vodivosti:

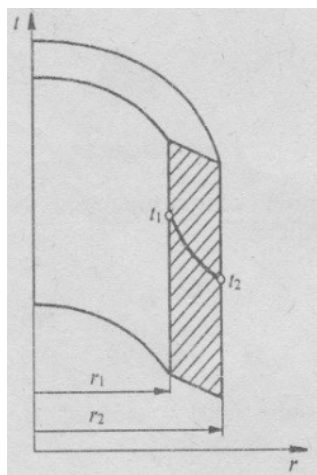
Je fyzikálním parametrem látky a vyjadřuje množství tepla, které projde za jednotku času jednotkovou plochou izotermického povrchu, přičemž v tělese je jednotkový gradient který obecně závisí, na teplotě t , a složení látky. Určuje se nejčastěji měřením hustoty tepelného toku, gradientu teploty a poté výpočtem dle vzorce: [8]

$$\lambda = - \frac{dQ}{grad\, t \cdot dS \cdot d\tau} [W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}] \quad (3.11)$$

V souladu s kinetickou teorií, je při obvyklých teplotách a tlacích sdílení tepla určeno přenosem kinetické energie při srážkách molekul. Koeficient tepelné vodivosti je úměrný součinu hustoty ρ a střední volné dráhy molekul l' . Se zvyšujícím se tlakem, hodnota měrné hmotnosti roste a stejnou měrou se snižuje hodnota střední volné dráhy molekul.

3.3 Prostup tepla válcovou stěnou

Teplotní pole se u válcových těles řeší obdobně, jako u těles rovinných, s tím rozdílem, že Laplaceův operátor se vyjadřuje v cylindrických souřadnicích. Způsob řešení je ilustrován na Obr. 3.1. Kde je proveden řez dutým válcem o poloměru r_1 , a vnější poloměru r_2 . Ovšem musí platit podmínka, za které platí, že délka válce je mnohem větší než jeho průměr. Na vnitřním povrchu je zadána teplota t_1 , na vnějším pak t_2 . Teplotní gradient ve směru osy válce (osa z) je nulový. Teplotní pole se po obvodu válce nemění. [8]



Obr. 3.1 – Schéma vedení tepla válcovou stěnou

Povrchové podmínky: [8]

$$t = t_1 \text{ pro } r = r_1 \quad (3.12)$$

$$t = t_2 \text{ pro } r = r_2$$

Teplotní pole vyjádřené v cylindrických souřadnicích: [8]

$$\frac{d^2 t}{dr^2} + \frac{1}{r} \cdot \frac{dt}{dr} = 0 \text{ [K} \cdot \text{m}^{-2}] \quad (3.13)$$

Vztah pro výpočet teploty v kterémkoli místě válcové stěny trubky: [8]

$$t = t_1 - (t_1 - t_2) \cdot \frac{\ln \frac{r}{r_1}}{\ln \frac{r_2}{r_1}} \text{ [}^\circ\text{C}] \quad (3.14)$$

Tepelný výkon: [8]

$$P = -\lambda \cdot \frac{dt}{dr} \cdot S = -\lambda \cdot \frac{dt}{dr} \cdot 2 \cdot \pi \cdot r \cdot l \text{ [W]} \quad (3.15)$$

Po dosazení do derivace se vztah upraví do tvaru: [16]

$$P = \frac{\pi \cdot l \cdot (t_1 - t_2)}{\frac{l}{2 \cdot \lambda} \cdot \ln \frac{r_2}{r_1}} \text{ [W]} \quad (3.16)$$

Lineární hustota tepelného toku: [16]

Hustota tepelného toku je rostoucí směrem ke středu válce, protože odpovídající plocha se zmenšuje.

$$q_l = \frac{P}{l} = \frac{\pi \cdot (t_1 - t_2)}{\frac{l}{2 \cdot \lambda} \cdot \ln \frac{r_2}{r_1}} [W \cdot m^{-1}] \quad (3.17)$$

Teplotní pole vyjádřené pomocí tepelného toku: [7]

$$t = t_1 - \frac{q_l}{2 \cdot \pi \cdot \lambda} \cdot \ln \frac{r}{r_1} [^{\circ}C] \quad (3.18)$$

3.4 Hydrodynamické podobnostní kritérium

Reynoldsovo podobnostní kritérium:

Vnitřní tření významně ovlivňuje proudění skutečných tekutin a způsobuje, změnu rychlosti v příčném průřezu. Částice proudu mají nulovou rychlost u stěny kanálu či potrubí, ale směrem dovnitř proudu se rychlost zvětšuje. V ose proudu dosahuje rychlost tekutiny maxima. Kritérium fyzikální podobnosti proudění je dáno poměrem síl setrvačné F_s a síly třecí F_t , poněvadž ty mají na něj největší vliv. [8]

(3.19)

$$\frac{F_s}{F_t} = \frac{m \cdot a}{\tau \cdot S} = \frac{m \cdot \frac{\Delta v}{\Delta \tau}}{\eta \cdot \frac{\Delta v}{\Delta y} \cdot S} = \frac{Q_m \cdot \Delta v}{\eta \cdot \frac{\Delta v}{\Delta y} \cdot S} = \frac{\rho \cdot S \cdot v \cdot \Delta v}{\eta \cdot \frac{\Delta v}{\Delta y} \cdot S} \approx \frac{\rho \cdot l^2 \cdot v^2}{\eta \cdot l \cdot v} = \frac{l \cdot v}{\frac{\eta}{\rho}} = \frac{l \cdot v}{\nu} = Re$$

Reynoldsovo číslo, vyjadřuje podobnost nuceného, izotermického proudění vazké tekutiny, určuje charakter proudění. Kritická rychlost definuje poměry, při kterých dochází ke kvalitativním změnám rychlostního profilu a závislosti odporu pro určité potrubí a tekutiny. Přechod od laminárního proudění k turbulentnímu je dán Reynoldsovým kritickým číslem. Na základě teoretického a experimentálního výzkumu bylo stanoveno kritické rozmezí Reynoldsova kritéria a to $Re_{krit.} = (2300 \div 10000)$. Toto rozmezí je nazýváno přechodovou oblastí, ve které může probíhat, jak turbulentní, tak i laminární

proudění. Výzkumu dokázaly, že $Re_{krit.}$ se při zužování potrubí zvětšuje a naopak. Je tomu tak proto, že při zrychlení proudění zužováním potrubí je menší tendence k proudění příčnému, které zvyšuje turbulenci. [8]

Reynoldsovo kritérium pro kruhové potrubí: [9]

$$Re = \frac{v \cdot d}{\nu} [-] \quad (3.20)$$

ν kinematická viskozita [$m^2 \cdot s^{-1}$]

3.5 Termokinetická podobnostní kritéria

Pro podobnostní kritéria platí tři základní věty teorie podobnosti. První věta teorie podobnosti říká, že vzájemně podobné jevy mají stejná podobnostní čísla, udává vztahy mezi konstantami podobnosti a určuje podobnostní čísla. Druhá věta teorie podobnosti uvádí, že závislost mezi proměnnými, charakterizujícími libovolný děj lze možno vyjádřit jako funkci podobnostních čísel. Třetí věta teorie podobnosti říká, že mají-li si být jevy podobné, musí mít podobné okrajové podmínky a podobnostní čísla sestavená z veličin obsažených v okrajových podmínkách, se musí číselně shodovat. [14]

Nusseltovo kritérium:

Jedná se o bezrozměrné číslo, které slouží ke stanovení součinitele přestupu tepla α . Závisí na charakteristickém rozměru tělesa l , součiniteli tepelné vodivosti, charakteru proudění a vlastnostech kapaliny. Pro obecný případ sdílení tepla prouděním, nestacionární, zahrnující nucenou i volnou konvekci, lze rovnici podobnosti zapsat následovně.[14]

$$Nu = f_{ce}(Re, Pr, Gr, Fo \dots) \quad (3.21)$$

Při přestupu tepla při laminárním proudění $Re < 2300$ tekutiny v trubce o průměru D , lze vyjádřit Nusseltovo kritérium vztažené na střední teplotu tekutiny t_l vztahem: [7]

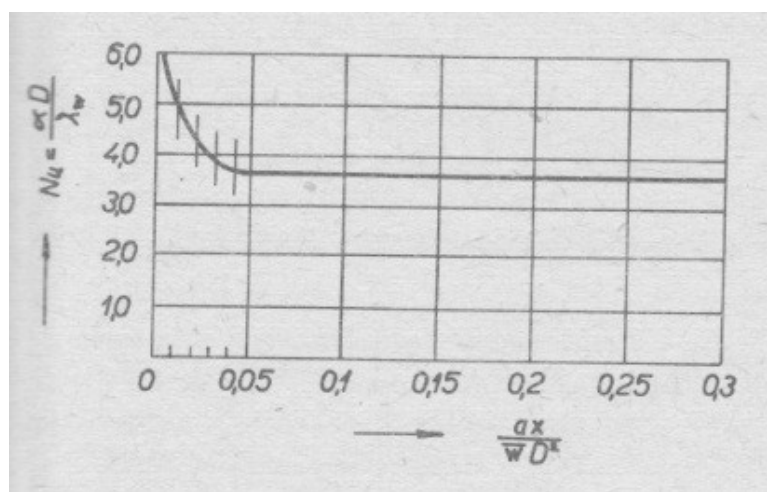
$$Nu = \frac{\alpha \cdot D}{\lambda_w} = F\left(\frac{\alpha}{w \cdot D} \cdot \frac{x}{D}\right) \quad (3.22)$$

D vnitřní průměr trubky [m]

λ_w tepelná vodivost tekutiny [W/m.C°]

x odlehlost od náběhové hrany [m]

V oblasti vytváření hydrodynamické a teplotní mezní vrstvy, tedy na začátku trubky stoupá lokální součinitel přestupu tepla α , a hodnota kritéria Nu , v důsledku zmenšující se tloušťky hydrodynamické mezní vrstvy, viz Obr. 3.2.



Obr. 3.2 – Graf funkce F v závislosti na poměru $\left(\frac{\alpha}{w \cdot D^2}\right)$

V grafu závislosti Nusseltova čísla na poměru $\left(\frac{\alpha}{w \cdot D} \cdot \frac{x}{D}\right)$, na Obr. 19, je patrna minimální teoretická hodnota tohoto čísla, která činí $Nu_t = 3,65$. [7]

Kriteriální rovnice pro přestup tepla při laminárním proudění v trubce o průměru D a délce l , udávají Sieder a Tate: [7]

$$Nu = \frac{\alpha \cdot D}{\lambda_w} = 1,86 \cdot \left(Re \cdot Pr \cdot \frac{l}{D}\right)^{1/3} \cdot \left(\frac{\eta_w}{\eta_s}\right)^{0,14} \quad (3.23)$$

Vzorec platí pro střední hodnoty součinitele přestupu tepla α , v délce l . Vliv teplotního spádu v mezní teplotní vrstvě na mezní vrstvu hydrodynamickou a na hodnotu středního součinitele tepla se v kriteriálních rovnicích vyjadřuje poměrem dynamických viskozit $\frac{\eta_w}{\eta_s}$.

η_s dynamická viskozita tekutiny při teplotě stěny t_s [$N \cdot s \cdot m^{-2}$]

η_w dynamická viskozita tekutiny při teplotě tekutiny t_w [$N \cdot s \cdot m^{-2}$]

Pr..... Prandtlovo kritérium

Prandtlovo kritérium:

Shrnuje základní hmotové hodnoty tekutiny a vyjadřuje fyzikální podobnost tekutin při sdílení tepla. [7]

$$Pr = \frac{Pe}{Re} = \frac{v}{a} = \frac{v \cdot \rho \cdot c_p}{\lambda_w} = \frac{v \cdot c_p}{\lambda_w \cdot v} \quad (3.24)$$

Pe..... Pecletovo kritérium

Pecletovo kritérium:

Vyjadřuje podobnost sdílení tepla kondukcí a konvekcí v proudících tekutinách. [7]

$$Pe = \frac{w \cdot l}{\alpha} \quad (3.25)$$

w..... střední rychlost proudění kapaliny

Nusseltovo podobnostní číslo dle M.A. Michajeva pro přestup tepla při nuceném laminárním proudění ve vodorovném potrubí s uvažováním přirozené konvekce :

$$Nu_{f,d} = 0,15 \cdot Re_{f,d}^{0,32} \cdot Pr_f^{0,33} \cdot (Gr_f \cdot Pr_f)^{0,1} \cdot \left(\frac{Pr_f}{Pr_p} \right)^{0,25} \cdot \varepsilon_l \quad (3.26)$$

Pr_f..... prandtlovo číslo určené teplotou povrchu stěny potrubí [-]

Pr_p..... prandtlovo číslo určené teplotou tekutiny [-]

Gr_f..... grasshofovo číslo [-]

Ve vzorci (19), je u všech podobnostních čísel určující střední teplota tekutiny t_f v potrubí a určovacím rozměrem je vnitřní průměr potrubí d . Vztah je vhodný pro potrubí libovolného průřezu a pro různé tekutiny, jestliže se dosadí namísto geometrického průměru potrubí d , ekvivalentní průměr d_{ek} , viz vzorec (21) níže. Součinitelem ε_l , je brána na zřetel závislost součinitele přestupu tepla α , na délce trubky. [14]

Grasshofovo kritérium:

Toto číslo určuje podobnost při volném gravitačním neizotermické konvekci.

$$Gr = \frac{\gamma \cdot \Delta t \cdot g \cdot l^3}{\nu^2} \quad (3.27)$$

γ teplotní objemová roztažnost [K^{-1}]

Výpočet ekvivalentního průměru:

$$d_{ek} = \frac{4 \cdot S}{O} \quad (3.28)$$

S příčný průřez kanálu [m^2]

O smáčený obvod [m]

Kriteriální rovnice pro přestup tepla při turbulentním proudění v trubce o průměru D a délce l dle Kutateladzeho: [7]

$$Nu = \frac{\alpha \cdot D}{\lambda_w} = \varepsilon_t \cdot \frac{0,023 \cdot Pr^{0,4} \cdot Re^{0,8}}{1 + 2,14 \cdot Re^{-0,1} \cdot (Pr^{2/3} - 1)} \cdot K \quad (3.29)$$

Tento vzorec vyhovuje je používán pro tekutiny s Prandtlovým číslem $0,6 < Pr < 3000$. Součinitel K , vyjadřující vliv teplotního spádu v mezní teplotní vrstvě, je závislý na absolutní teplotě stěny T_s , a na střední absolutní teplotě tekutiny T_w .

3.6 Fanningův třecí faktor

Jedná se o bezrozměrné číslo, které je používáno při výpočtech proudění tekutin a je výrazně ovlivňováno smykovým napětím na stěně potrubí či kanálu. Níže uvedené vzorce je možné použít k získání Fanningova součinitele pro běžné aplikace. [13]

Výpočet fanningova třecího faktoru: [12]

$$f = \frac{\Delta p}{\frac{\rho \cdot u_m^2}{2 \cdot g_c}} \cdot \frac{d_h}{L} [-] \quad (3.30)$$

g_c konstanta úměrnosti Druhého Newtonova zákona pohybu $[-]$; $g_c = 1$

Δp tlaková ztráta trubky výměníku trubky $[Pa]$

u_m střední osová rychlost kapaliny $[m \cdot s^{-1}]$

vzorec po úpravě:

$$f = \frac{\Delta p}{\frac{\rho \cdot u_m^2}{2 \cdot g_c}} \cdot \frac{d_h}{l} = \frac{2 \cdot \Delta p \cdot d_h}{\rho \cdot u_m^2 \cdot L} \quad [-] \quad (3.31)$$

Fanningův třecí faktor pro laminární proudění v trubce kruhového průřezu: [12]

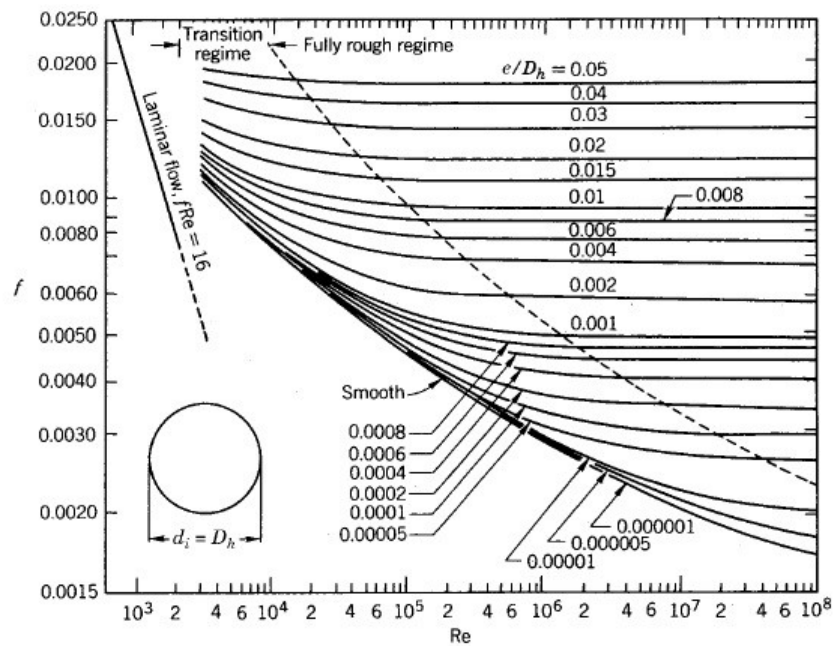
$$f = \frac{16}{Re} \quad (3.32)$$

Fanningův třecí faktor pro laminární proudění v trubce čtvercového průřezu: [13]

$$f = \frac{14,227}{Re} \quad (3.33)$$

Fanningův třecí faktor pro plně vyvinuté turbulentní proudění v trubce čtvercového nebo obdelníkového průřezu: [12]

$$f = 0,0791 \cdot Re^{-0,25} \cdot (1,0875 - 0,1125 \cdot \alpha) \quad (3.34)$$



Obr. 3.3 – Graf udávající hodnoty Fanningova třecího faktoru pro hladké a drsné potrubí kruhového průřezu [12]

Třecí faktor dle Darcyho: [13]

$$f = \frac{8 \cdot \tau_w}{\rho \cdot v_{avg}^2} \quad (3.35)$$

v_{avg} průměrná rychlost tekutiny [$m \cdot s^{-1}$]

Aproximace třecího faktoru pro laminární i turbulentní proudění podle S. W. Churchill:

$$f = 8 \cdot \left(\left(\frac{8}{Re} \right)^{12} + (A + B)^{-105} \right)^{\frac{1}{12}} \quad (3.36)$$

$$A = \left(2,457 \cdot \ln \left(\left(\frac{7}{Re} \right)^{0,9} + 0,27 \cdot \frac{e}{D} \right)^{-1} \right)^{16}$$

$$B = \left(\frac{37530}{Re} \right)^{16}$$

e tloušťka stěny potrubí [m]

3.7 Vztahy používané pro výpočet charakteristických parametrů chladiče

Hydraulický průměr výměníku (trubky): [12]

$$d_h = \frac{4 \cdot A_o \cdot L}{A} [m] \quad (3.37)$$

A celková teplosměnná plocha [m^2]

A_o průtočná plocha [m^2]

L délka proudění výměníku [m]

Výpočet Nusseltova čísla pro návrh výměníku tepla: [12]

Tohoto dalších vzorců bylo použito při tabulkových výpočtech této diplomové práce.

$$Nu = \frac{q \cdot d_h}{k \cdot LMTD} \quad (3.38)$$

d_h hydraulický průměr [m]

k součinitel prostupu tepla [$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$]

$LMTD$.. střední logaritmický teplotní rozdíl [K]

Výpočet logaritmického středního teplotního rozdílu: [12]

$$LMTD = \frac{t_{vstup} - t_{výstup}}{Ln \frac{t_{stěny} - t_{vstup}}{t_{stěny} - t_{výstup}}} \quad (3.39)$$

t_{vstup} teplota tekutiny na vstupu [K]

$t_{výstup}$ teplota tekutiny na výstupu [K]

$t_{stěny}$ teplota stěny povrchu tepelného výměníku [K]

Tepelný výkon: [12]

$$q = Q_m \cdot c_p \cdot (t_{vstup} - t_{výstup}) [W] \quad (3.40)$$

Tepelný výkon na jednotku plochy: [12]

$$q'' = \frac{q}{A} = \frac{Q_m \cdot c_p \cdot (t_{vstup} - t_{výstup})}{A} [W \cdot m^{-2}] \quad (3.41)$$

A teplosměnná plocha [m^2]

4 Numerické modelování

Numerické modelování slouží k řešení mnoha fyzikálních jevů, které představují, jak proudění laminární, přechodové, turbulentní, tak stlačitelné i nestlačitelné, jedno i vícefázové, probíhající v složitých nebo jednoduchých geometriích, ve kterých současně může probíhat přestup tepla, a to v tekutinách či tuhých látkách s uvažováním přirozené, nucené nebo smíšené konvekce a radiace. Umožňuje rovněž řešit přenos chemické příměsi včetně chemických reakcí. Matematický model pak tkví v definici rovnic, které popisují výše zmíněné děje. Tyto děje jsou popisovány soustavou parciálních rovnic, které jsou řešeny numerickými metodami, protože může jít o děje rovinné dvourozměrné, osově symetrické, či trojrozměrné a časově závislé. K tomuto účelu je dnes běžně využíván inženýrský software Ansys-Fluent, jehož poslední verze nese označení 13.0. Pro zdárné vyřešení úkolu je tedy nutné správně charakterizovat matematický model, který zahrnuje ve svých rovnicích veškeré probíhající fyzikální a chemické děje.

4.1 Obecná charakteristika matematického modelu trubky chladiče EGR

Dle informací zadaných fa Visteon-Autopal, mohu matematický model pro řešení trubky chladiče EGR obecně charakterizovat takto. Jedná se o proudění ustálené (stacionární), nestlačitelné, protože měrná hmotnost $\rho = konst.$, neizotermní, jelikož

teplota $t \neq konst.$ Dále je nutno do modelu zahrnout režim proudění, který bude pro 2D v rozsahu $Re = (300 \div 2000)$, a pro 3D v rozsahu $Re = (3000 \div 8000)$. Ze zadání vyplývá, že bude řešen dvourozměrný i třírozměrný model trubky.

Řešená oblast ovšem nebude představovat trubku s její stěnou, ale pouze vnitřní prostor trubky, ve kterém proudění, v našem případě horkého vzduchu, probíhá. Půjde o zjednodušený model řešící rozložení teploty v médiu s hranicí definovanou stěnou nulové tloušťky a okrajovými podmínkami. Na této hranici budou nastaveny okrajové podmínky pro přestup tepla a rychlost proudění. Tyto okrajové podmínky, budou definovány fyzikálními veličinami, jakými jsou teplota proudícího média a stěny t (teplotní), hustota tepelného toku q (teplotní), hmotnostní průtok Q_m média (rychlostní). Dále budou definovány fyzikální vlastnosti vzduchu, který v modelu pro zjednodušení zastupuje výfukové spaliny a dle zadavatele je popsán, měrnou hmotností ρ , měrnou tepelnou kapacitou při stálém tlaku c_p , součinitelem tepelné vodivosti k a dynamickou viskozitou η . V další kapitole je aplikace matematického modelu popsána podrobněji.

4.2 Popis dvourovnicového $k - \varepsilon$ modelu

Z tohoto modelu jsou odvozeny všechny ostatní $k - \varepsilon$ modely a též je z poloviny základním stavebním kamenem $k - \omega$ SST modelu. Model využívá Boussinesqovy hypotézy o vírové viskozitě a pomocí dvou transportních rovnic pro k a ε , určuje turbulentní viskozitu.

Turbulentní viskozita: [20]

$$\mu_t = C_v \cdot \frac{k^2}{\varepsilon} \quad [Pa \cdot s] \quad (4.1)$$

C_vempirická konstanta [—]

kturbulentní kinetická energie [$m^2 \cdot s^{-2}$]

εrychlost disipace [$m^2 \cdot s^{-3}$]

Turbulentní kinetická energie: [3]

$$k = \frac{1}{2} (\overline{u_1'^2} + \overline{u_2'^2} + \overline{u_3'^2}) [m^2 \cdot s^{-2}] \quad (4.2)$$

$u_1'; u_2'; u_3' \dots$ jednotlivé složky flukтуаční rychlosti [$m \cdot s^{-1}$]

Transportní rovnici, která je odvozena z Navierových-Stokesových rovnic, je dáno rozložení k . Transportní rovnice pro ε , bývá v exaktním tvaru odvozována rovněž z Navierových-Stokesových rovnic. Tato rovnice obsahuje komplexní korelace, a tyto je nutno znovu aproximovat.

Výsledné tvary rovnic pro turbulentní kinetickou energii k a rychlost disipace ε používané v $k - \varepsilon$ modelu: [20]

$$\frac{\partial k}{\partial t} + \frac{\partial \overline{u_j k}}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{v_t}{\sigma_k} \cdot \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + v_t \left(\frac{\partial \overline{u_j}}{\partial x_l} + \frac{\partial \overline{u_l}}{\partial x_j} \right) \frac{\partial \overline{u_l}}{\partial x_j} - C_D \frac{k^{3/2}}{l} \quad (4.3)$$

$$\frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + \frac{\partial \overline{u_j \varepsilon}}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{v_t}{\sigma_\varepsilon} \cdot \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) + C_{1\varepsilon} v_t \left(\frac{\partial \overline{u_j}}{\partial x_l} + \frac{\partial \overline{u_l}}{\partial x_j} \right) \frac{\partial \overline{u_l}}{\partial x_j} - C_{2\varepsilon} \frac{\varepsilon^2}{l} \quad (4.4)$$

Ve velké většině případů, do které spadá i tento zadaný úkol dochází při přenosu tepla ke kombinaci konvekce a kondukce a při matematickém řešení se využívá základních rovnic přenosu hmoty, hybnosti a energie. Jelikož je dvourovnicový $k - \varepsilon$ model odvozen z rovnic Navierových-Stokesových, které je možno rozepsat pro tři směry souřadnic, uvedu pro přehled níže, pouze tvar této rovnice platný pro jednorozměrné proudění.

Navierova-Stokesova pohybová rovnice pro jednorozměrné proudění: [3]

$$\frac{\partial u_x}{\partial t} + u_x \frac{\partial u_x}{\partial x} = \alpha_x - \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \left(\frac{\partial^2 u_x}{\partial x^2} \right) \quad (4.5)$$

Dále je v matematickém modelu, jako jedna ze základních rovnic přenosu hmoty definována ještě rovnice kontinuity, která je pro ideální i skutečnou tekutinu stejná. Obecný tvar rovnice kontinuity pro stacionární (ustálené) nestlačitelné neizotermní proudění tekutiny ve vektorovém tvaru uvádím níže.

Rovnice kontinuity pro nestlačitelné ustálené proudění při nulovém zdroji: [20]

$$\nabla \cdot \vec{u} = 0 \quad (4.6)$$

V neposlední řadě je v modelu ještě definována rovnice energie, která je rovněž odvozena z Navier-Stokesovy rovnice skalárním pronásobením vektoru rychlosti a koeficientu 0,5 a dále ještě doplněna členy, které vyjadřují vnitřní energii.

Rovnice energie:

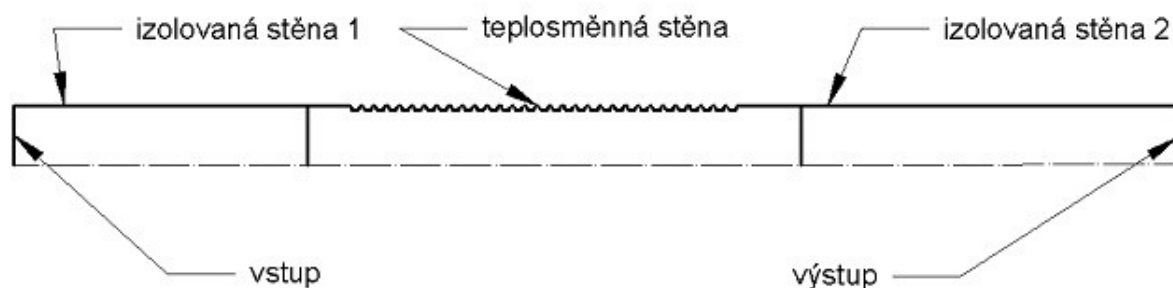
$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho E) + \nabla \cdot (\vec{u}(\rho E + p)) = \nabla \cdot (\lambda \nabla T) - \nabla \cdot (\bar{\tau} \cdot \vec{u}) + S_h \quad (4.7)$$

Ecelková měrná energie [$J \cdot kg^{-1}$]

S_hzahrnuje chemické reakce a další zdroje tepla

4.3 Aplikace matematického modelu na trubku EGR chladiče

Vstupní parametry matematického modelu jsou definovány několika typy okrajových podmínek. Daná geometrie, ať 2D či 3D, proto musí být rozdělena do několika entit (vstup, výstup, atd.), ke kterým se hodnoty jednotlivých vstupních veličin přiřadí. Vytvoření entit na geometrii bude podrobněji naznačeno v další kapitole. Nejprve jsem definoval okrajové podmínky pro zjednodušený osově symetrický 2D model trubky, viz schéma na Obr. 4.1.



Obr. 4.1 - Schéma osově symetrického 2D modelu trubky

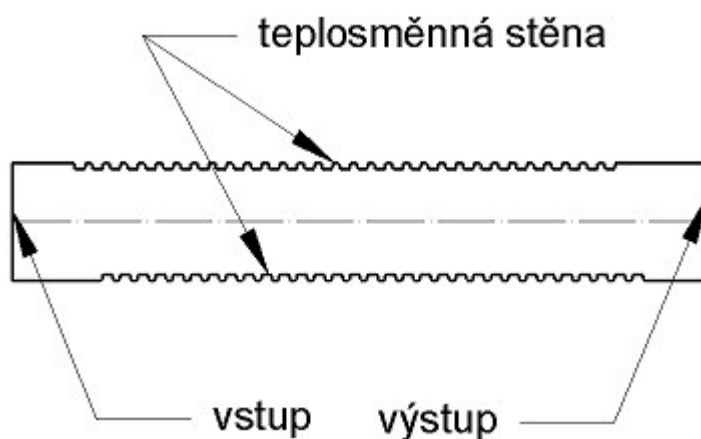
Dle zadaných dat a požadků fa Visteon-Autopal, byly vypočteny, a na jednotlivých entitách 2D geometrie trubky definovány tyto fyzikální veličiny:

- **vstup** - hmotnostní průtok pro $Re = (300 \div 1000) Q_m = (3,01 \div 9,48) 10^{-5} kg \cdot s^{-1}$
- teplota na vstupu $t_{vstup} = 300 \text{ }^{\circ}C = 573,15 K$
- **výstup** - teplota na výstupu $t_{vstup} = 300 \text{ }^{\circ}C = 573,15 K$
- **teplosměnná stěna** - teplota na stěně $t_{stěna} = 90 \text{ }^{\circ}C = 363,15 K$
- **izolovaná stěna 1** - hustota tepelného toku $q = 0 W \cdot m^{-2}$
- **izolovaná stěna 2** - hustota tepelného toku $q = 0 W \cdot m^{-2}$

Fyzikální parametry proudícího vzduchu poskytnuté zadavatelem, budou definovány ve 2 i 3D stejně, jsou proto uvedeny pouze jednou, a mají následující veličiny a hodnoty:

- **měrná hmotnost** - $\rho = 0,9112419 kg \cdot m^{-3}$
- **měrné teplo při stálém tlaku** - $c_p = 1046,676 J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$
- **součinitel tepelné vodivosti** - $k = 0,04400798 W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$
- **dynamická viskozita** - $\eta = 2,9392 \cdot 10^{-5} Pa \cdot s$

Jelikož tato kapitola předjímá pozdější dění a postupy, jsem nucen zmínit, že aplikace matematického modelu na 3D model trubky, viz schéma na Obr. 4.2, byla zjednodušena o entity izolovaných stěn 1 a 2. Na těchto stěnách nedochází k přestupu tepla, a protože výpočetní čas aproximací až do zkonvergování řešení byl při numerickém 3D modelování i tak velmi dlouhý, 20 a více hodin, tímto zjednodušením e zkrátil.



Obr. 4.2 - Schéma 3D modelu trubky

Hodnoty hmotnostního průtoku jsou definovány pro variantu s největší hloubkou vrubů $g_d = 0,55 mm$.

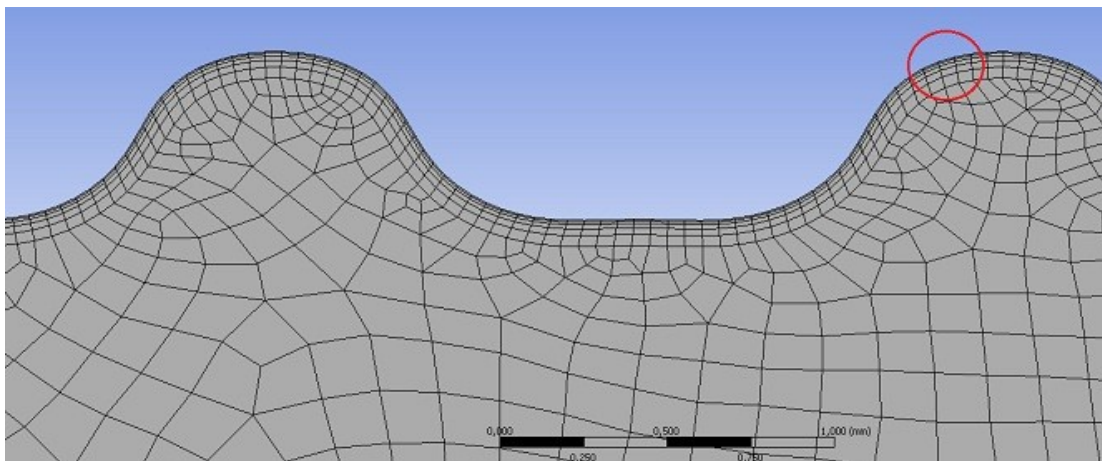
- **vstup** - hmotnostní průtok pro $Re = (300 \div 8000)$
 $Q_m = (5,68 \cdot 10^{-5} \div 1,51 \cdot 10^{-3}) kg \cdot s^{-1}$

- teplota na vstupu $t_{vstup} = 300\text{ }^{\circ}\text{C} = 573,15\text{ K}$
- **výstup** - teplota na výstupu $t_{vstup} = 300\text{ }^{\circ}\text{C} = 573,15\text{ K}$
- **teplosměnná stěna** - teplota na stěně $t_{stěna} = 90\text{ }^{\circ}\text{C} = 363,15\text{ K}$

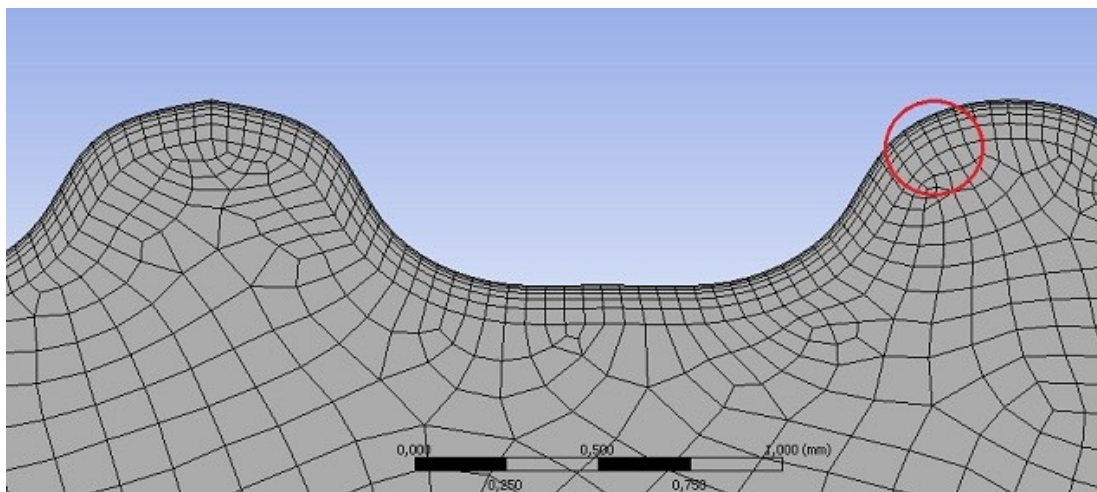
Bližší informace o všech použitých matematických modelech a stěnových funkcích, a způsobu jejich výběru, ať pro 2 či 3D geometrii modelu trubky chladiče, jsou zpracovány v následujících kapitolách.

5 Vytvoření 2D a 3D geometrie trubky EGR chladiče, vytvoření sítě a nastavení okrajových podmínek proudění

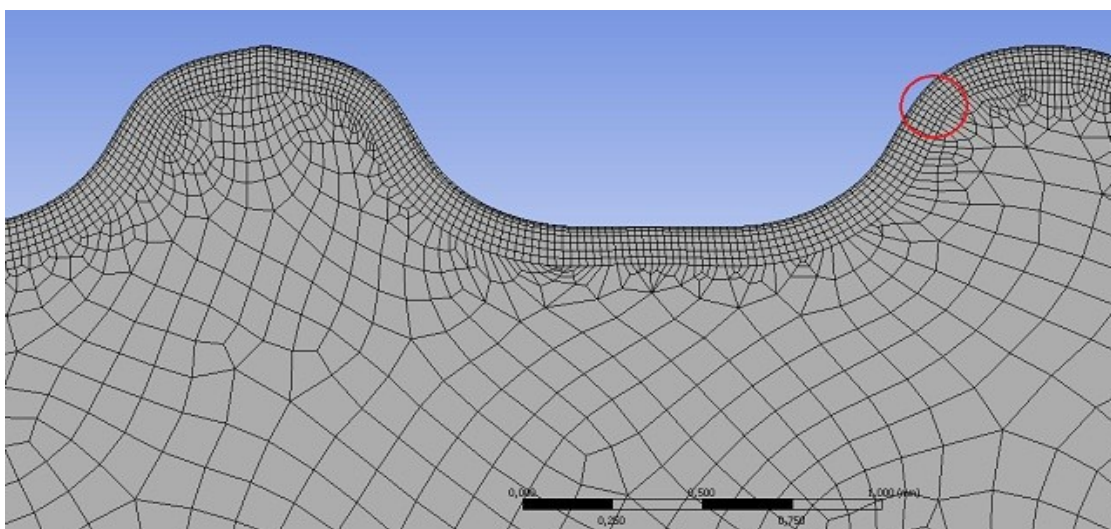
V aplikaci Ansys 13.0/Designmodeler, byl pro zadaný úkol nejprve vytvořen zjednodušený osově symetrický 2D model trubky s geometrií stanovenou zadavatelem, tj. fa Autopal Visteon s.r.o. Tato 2D geometrie byla poté ve stejné aplikaci opatřena třemi druhy sítí, Obr 5.1; 5.2; 5.3, s lišícím se počtem buněk. Toho bylo dosaženo nastavením minima a maxima velikosti jednotlivé buňky. Ovšem počet buněk nemá velký vliv na výsledky simulace. Rozhodující je kvalita buněk v oblasti blízko stěny, která je editována v programu pomocí funkce Inflation, čili zhuštění. Zhuštění jsem nastavoval pomocí první tloušťky vrstvy, počtu vrstev a faktoru růstu.



Obr. 5.1 – Detail sítě s pětivrstevným zhuštěním ke stěně trubky a 65681 elementy

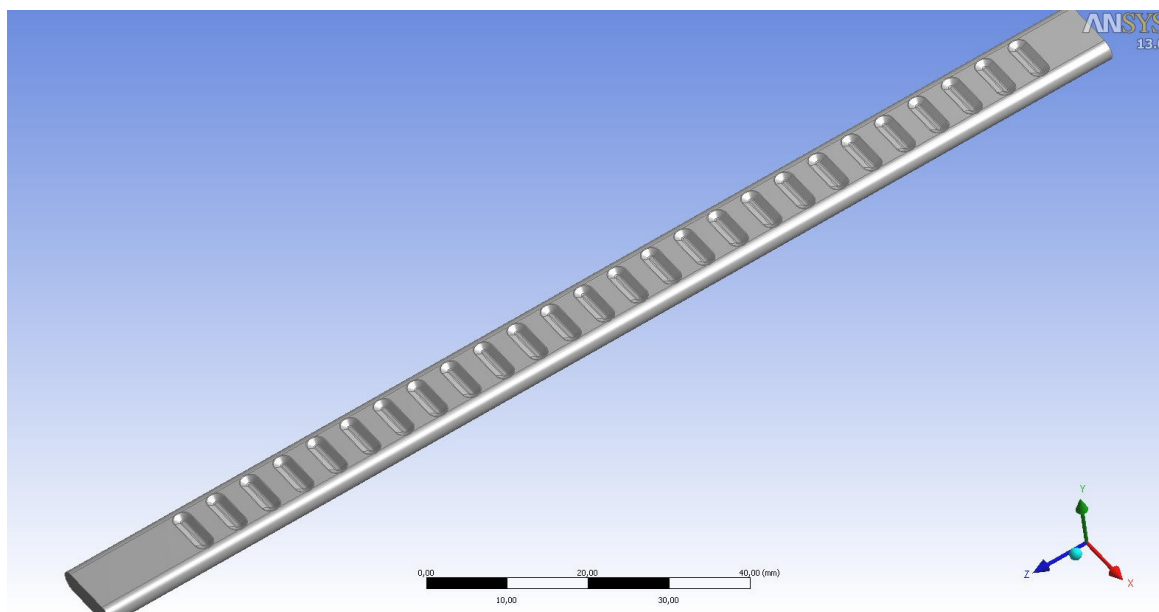


Obr. 5.2 – Detail sítě s šestivrstevným zhuštěním ke stěně trubky a 109219 elementy



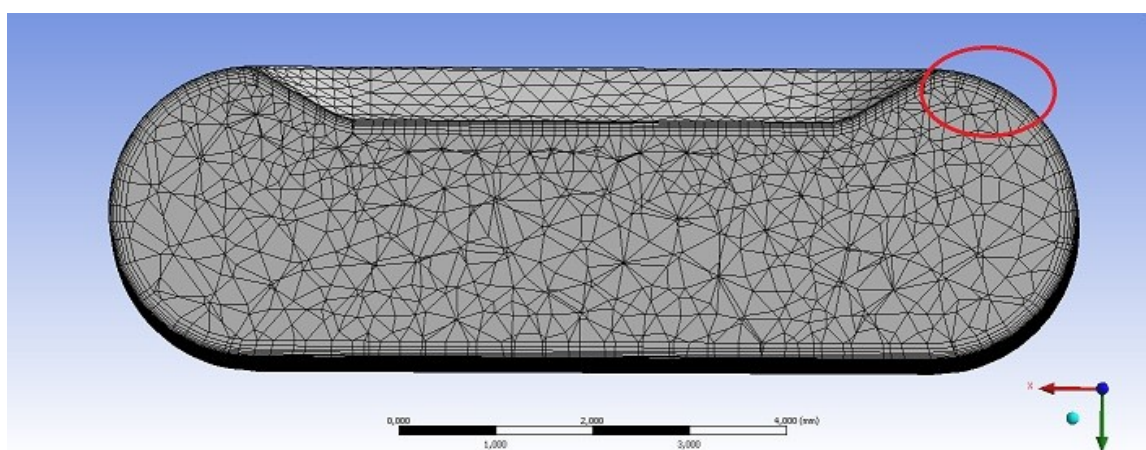
Obr. 5.3 – Detail sítě se sedmivrstevným zhuštěním ke stěně trubky a 142651 elementy

Rozměry 2D a 3D geometrie trubky, jsou k nahlédnutí ve výkresové příloze této diplomové práce. Těchto třech sítí bude použito k vyzkoušení kombinací matematických modelů a stěnových funkcí Fluentu a dle výsledků experimentu bude posléze zvolena nejvhodnější kombinace. Pro 3D simulaci proudění jsem vytvořil v aplikaci Inventor 13, čtyři vlastní varianty modelů, se třemi různými hloubkami vrubů (0,25; 0,35; 0,55) mm, viz Obr. 5.4, na obou stranách trubky a jeden model bez vrubů, pouze s hladkými stěnami. Výsledky z tohoto modelu, poslouží k vyhodnocení funkce počáteční křivky, tak, aby bylo možno poté, jednoznačně stanovit závislost Nu a f na Re a hloubce drážky g_d i ve spojitosti s výsledky ostatních variant modelů.

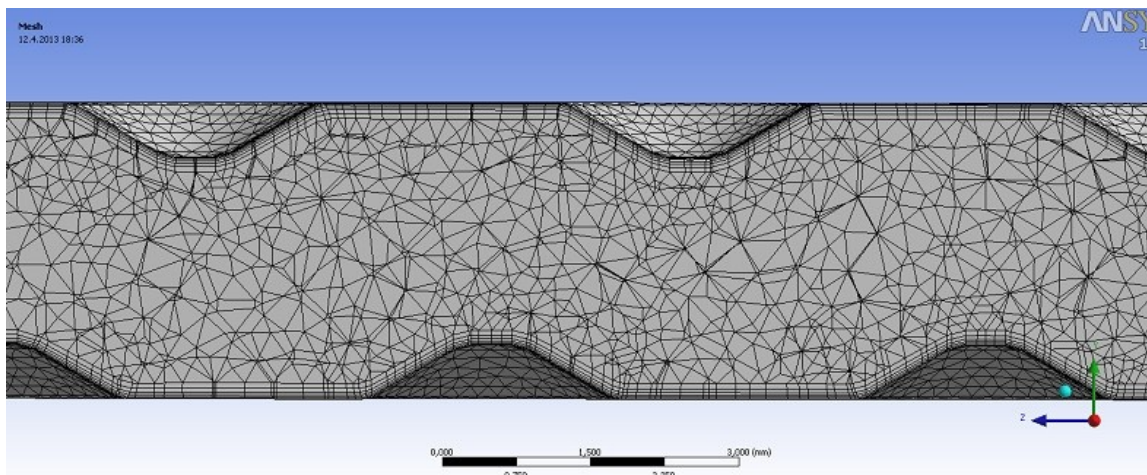


Obr. 5.4 - 3D geometrie trubky s hloubkou vrubů $g_d = 0,55 \text{ mm}$

Procedura vytváření 2D i 3D sítě a následná kontrola její kvality, má v aplikaci Ansys 13.0 shodný postup. Z toho důvodu, stručně popíši pouze finální "lazení 3D sítě". Pro nalezení optimálního nastavení sítě ve 3D, pro všechny čtyři varianty, jsem zvolil geometrii s největší hloubkou drážky ($0,55 \text{ mm}$). Vytvořil jsem na ní 3D síť se zhuštěním v oblasti blízko stěny, po celém obvodu jejího profilu, viz Obr. 5.5 a 5.6.



Obr. 5.5 - Příčný řez 3D sítě se zhuštěním u stěny; $g_d = 0,55 \text{ mm}$

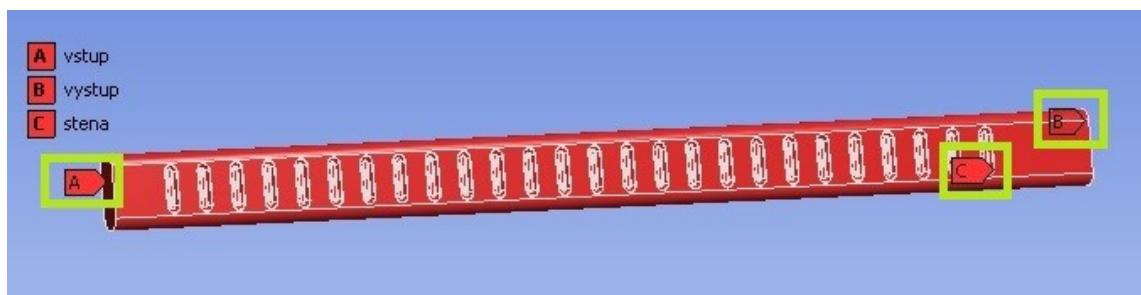


Obr. 5.6 - Detail podélného řezu 3D sítě se zhuštěním u stěny; $g_d = 0,55 \text{ mm}$

Po nastavení okrajových podmínek proudění pro $Re = 8000$ a po proběhnutí výpočtu, čili získání konvergentního řešení, byla následně vyhodnocena veličina Y^+ . Dále byla kromě jiného vypočtena tlaková ztráta v trubce, tedy hodnoty totálního tlaku na vstupu a na výstupu p_{vstup} ; $p_{výstup}$. I když síť vyhovovala předpisu $Y^+ < 1$, vždy jsem ji zkoušel ještě zjemnit a sledoval přitom vývoj hodnot totálního tlaku. Jestliže se hodnota tlakové ztráty ustálila (při porovnání s předchozími výsledky), byla to informace o tom, že síť již dostatečně pokrývá problematickou mezní vrstvu a mohu ji použít k řešení problému.

Nastavení okrajových podmínek proudění

Ke správnému nastavení vstupních parametrů bylo nutné rozdělit model do několika entit. U 2D modelu to byly tyto: vstup, výstup, osa, stěna (teplosměnná plocha), a izolované stěny 1 a 2, na kterých k přestupu tepla nedochází, čili $q = 0 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2}$, v příloze blíže viz výkres DP-JH-2013-2 jsou tyto entity označeny. 3D model byl rozdělen na následující entity: vstup, výstup, stěna (teplosměnná plocha), pro názornost více na Obr. 5.7. Izolované stěny nebyly úmyslně do 3D modelu zahrnuty, poněvadž přestup tepla ovlivňují minimálně a tyto části by pouze prodlužovaly výpočtový čas při numerické simulaci.



Obr. 5.7 - Označení jednotlivých entit na 3D geometrii trubky

Jednotlivé vstupní veličiny byly v aplikaci Fluent nastaveny takto. Trubkou proudí vzduch (zastupuje spaliny z válce motoru) o vstupní teplotě $300\text{ }^{\circ}\text{C}$. Teplota se zadává v kelvinech. Na vstupu byla proto zadána hodnota $t_{\text{vstup}} = 573,15\text{ K}$. Vzduch je přes stěnu trubky ochlazován chladivem, v praxi jej tvoří směs vody, etylenu a glykolu, o teplotě $90\text{ }^{\circ}\text{C}$. Na entitě stěna byla tedy nastavena $t_{\text{stěna}} = 363,15\text{ K}$.

Proudění plynu v trubce bylo stanoveno zadavatelem v rozsahu Reynoldsových čísel $300 \div 8000$. Hodnoty fyzikálních veličin vzduchu poskytnuté zadavatelem a nastavené v programu:

$$\rho = 0,9112419\text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}; c_p = 1046,676\text{ J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}; k = 0,04400798\text{ W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}; \eta = 2,9392\cdot 10^{-5}\text{ Pa}\cdot\text{s}.$$

Na vstupu i výstupu jsem zadával hydraulický průměr d_h a hmotnostní průtok Q_m , viz výpočty. Výpočty jsou provedeny pro režim proudění s největším Re , kde $Re = 8000$ a protože v aplikaci Fluent i v tabulkách pracuji s čísly s velkým desetinným rozvojem, pro lepší přehlednost tato čísla v ukázkových výpočtech uvedených níže zaokrouhluji. Průměr 2D trubky byl vypočten z dat poskytnutých výrobcem z $Re = 1000$, viz níže.

Postup při výpočtu vstupní rychlosti a hydraulického průměru:

$$Re = \frac{v \cdot d_h}{\nu} \rightarrow v = \frac{Re \cdot \nu}{d_h}; d_h = \frac{Re \cdot \nu}{v}$$

Průměr 2D trubky chladiče:

$$d_h = \frac{1000 \cdot 3,22546 \cdot 10^{-5}}{7,44321} = 0,00433\text{ m}$$

kde d_h pro 3D model počítám dle [12], takto:

$$d_h = \frac{4 \cdot V}{S_{oblasti}} = \frac{4 \cdot 3,93583 \cdot 10^{-6}}{3,6107 \cdot 10^{-3}} = 0,00436 \text{ m}$$

Kinematická viskozita:

$$\nu = \frac{\eta}{\rho} = \frac{2,9392 \cdot 10^{-5}}{0,9112419} = 3,22546 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$$

Vstupní rychlost při $Re = 8000$:

$$v = \frac{Re \cdot \nu}{d_h} = \frac{8000 \cdot 3,22546 \cdot 10^{-5}}{4,360189 \cdot 10^{-3}} = 59,1801 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Hmotnostní průtok Q_m :

$$Q_m = Q_v \cdot \rho = v \cdot S \cdot \rho = v \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot \rho \text{ [kg} \cdot \text{s}^{-1}\text{]}$$

Hmotnostní průtok při $Re = 8000$:

$$Q_m = v_{vstup} \cdot \frac{\pi \cdot d_h^2}{4} \cdot \rho = 59,1801 \cdot \frac{\pi \cdot 0,00436^2}{4} \cdot 0,9112 = 0,001514 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

6 Vyhodnocení výstupních dat 2D i 3D simulace v programu Fluent a jejich tabelace

Po konvergenci výpočtu řešení, byly ve Fluentu vyhodnocovány a poté tabelovány následující veličiny. Totální tlak na vstupu i výstupu p_{vstup} ; $p_{výstup}$, výstupní rychlost $v_{výstup}$, výstupní teplota $t_{výstup}$; hustota tepelného toku na stěně $q_{stěny.pc}$, tepelný tok na stěně P . V aplikaci Fluent není možné postupy numerické matematiky získat hodnoty Nu ; f přímo. Hodnoty těchto veličin v tabulkách, proto počítám dle vztahů, viz níže, uváděných v odborné literatuře. Pro ukázkou budou hodnoty hledaných veličin opět počítány pro 3D model v přechodovém režimu proudění s $Re = 8000$.

Výpočet logaritmického středního teplotního rozdílu: [12]

$$LMTD = \frac{t_{vstup} - t_{výstup}}{\ln \frac{t_{stěny} - t_{vstup}}{t_{stěny} - t_{výstup}}} = \frac{573,15 - 431,437}{\ln \frac{363,15 - 573,15}{363,15 - 431,437}} = 126,148 \text{ K}$$

Tepelný výkon na stěně: [12]

$$q''_{stěny} = \frac{q}{S_{oblasti}} = \frac{Q_m \cdot c_p \cdot (t_{vstup} - t_{výstup})}{S_{oblasti}}$$

$$q''_{stěny} = \frac{1,514 \cdot 10^{-3} \cdot 1046,676 \cdot (573,15 - 431,437)}{3,6106971 \cdot 10^{-3}} = 62181,379 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2}$$

Výpočet Nusseltova čísla pro návrh výměníku tepla: [12]

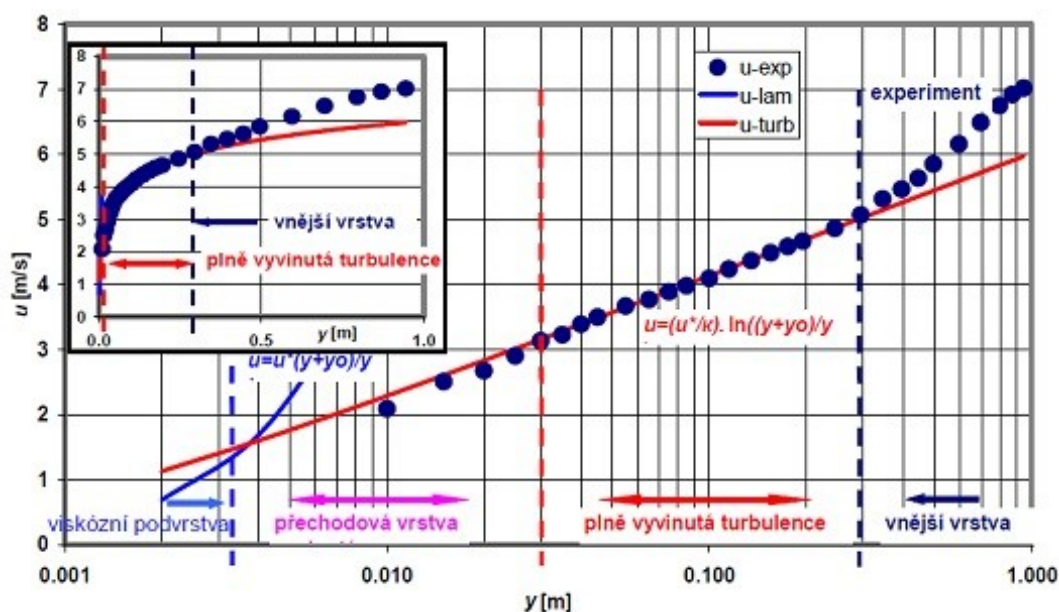
$$Nu = \frac{q''_{stěny} \cdot d_h}{k \cdot LMTD} = \frac{62181,379 \cdot 0,00436}{0,04400798 \cdot 126,14795} = 48,838 [-]$$

Fanningův třecí faktor: [12]

$$f = \frac{2 \cdot \Delta p \cdot d_h}{\rho \cdot u_m^2 \cdot l_{trubky}} = \frac{2 \cdot (10233,69 - 1740,17) \cdot 0,00436}{0,9112419 \cdot 59,1801^2 \cdot 0,15} = 0,1547 [-]$$

7 Význam vyhodnocování kvality sítě pomocí veličiny Y^+

Tato veličina představuje bezrozměrnou vzdálenost středů buněk sousedících se stěnou a slouží k vyhodnocování kvality sítě v blízkosti této stěny. Protože přesnost numerického řešení v celé oblasti je odvislé od modelování proudění u stěny, kde se řešené veličiny rychle mění a kde se nalézá problematická "mezní vrstva", viz Obr. 7.1. Je nutné tuto vrstvu, skládající se z více částí, pokrýt vhodnou sítí o určité kvalitě. Těsně u stěny je turbulence potlačena, ale ve vnější části "mezní vrstvy" se tvoří značné množství turbulentní kinetické energie, jež je způsobena Reynoldsovými napětími a gradientem střední rychlosti.



Obr. 7.1 - Ukázka rozdělení mezní vrstvy

Mezní vrstvu je možno rozdělit na viskózní podvrstvu. Tato bývá označována též jako laminární, poněvadž je zde téměř laminární proudění a molekulární viskozita má převažující vliv na přenos tepla, hybnosti a hmotnosti. Přechodovou vrstvu, zde se projevují účinky turbulence a molekulární viskozity. A plně turbulentní vrstvu, kde se nejvíce projevuje vliv turbulence. V turbulentním režimu proudění se mezní vrstva skládá z viskózní podvrstvy a oblasti nazývané, jako oblast logaritmického zákona.

K numerickému řešení proudění v blízkosti stěny jsem přistupoval pomocí metody zvané "**near wall modelling**", tedy modelováním proudění u stěny pomocí jemné sítě v její těsné blízkosti. Jedná se o tzv. "dvouvrstvý model", který je tvořen dvěma druhy sítí. Ve

střední části každého modelu (2D i 3D), se nachází síť s hrubšími buňkami. Na ni navazuje jemnější síť, jejíž buňky se směrem kolmo ke stěně trubky postupně v několika vrstvách zhušťují. Nejtenčí vrstva ležící těsně (na samém povrchu modelu) u stěny, je pak vyhodnocována pomocí bezrozměrné veličiny Y^+ . Její hodnotu je možno získat přímo v programu Fluent, a to jak v grafické podobě, tak i jako průměrnou hodnotu z celé oblasti. Minimální počet vrstev zhuštění je doporučován kolem 10, hodnoty okolo dvaceti už jsou nežádoucí. Pro simulování proudění s vysokými požadavky na přesnost řešení, zejména predikce přenosu tepla v první (hraniční) vrstvě buněk sítě, tedy v oblasti v blízkosti samotné stěny, je doporučována hodnota $Y^+ \sim 1$ [-]. V praxi se s úspěchem užívá pravidla, že alespoň 80% buněk sítě pokrývajících teplosměnnou stěnu musí splňovat $Y^+ < 1$. [19]; [20]

Vzorec pro výpočet hodnoty Y^+ ve Fluentu: [19]

$$Y^+ = \frac{\rho \cdot u_t \cdot y}{\mu} [-] \quad (7.1)$$

u_t třecí rychlost [$m \cdot s^{-1}$]

y kolmá vzdálenost od stěny [m]

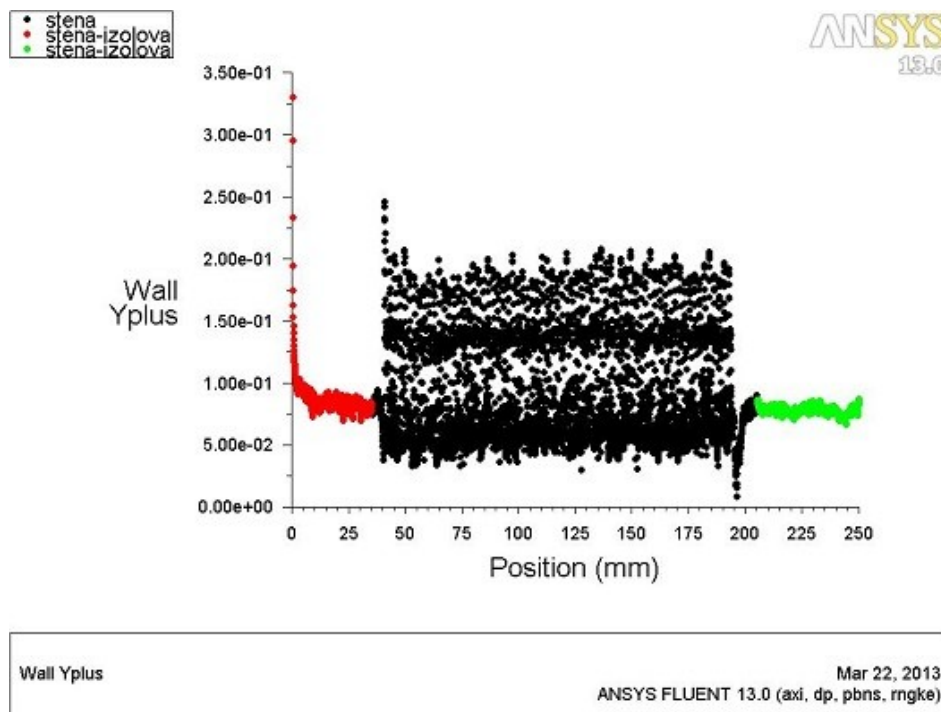
μ dynamická viskozita proudící tekutiny [$Pa \cdot s$]

7.1 Vyhodnocení kvality použitých 2D a 3D sítí pomocí veličiny Y^+

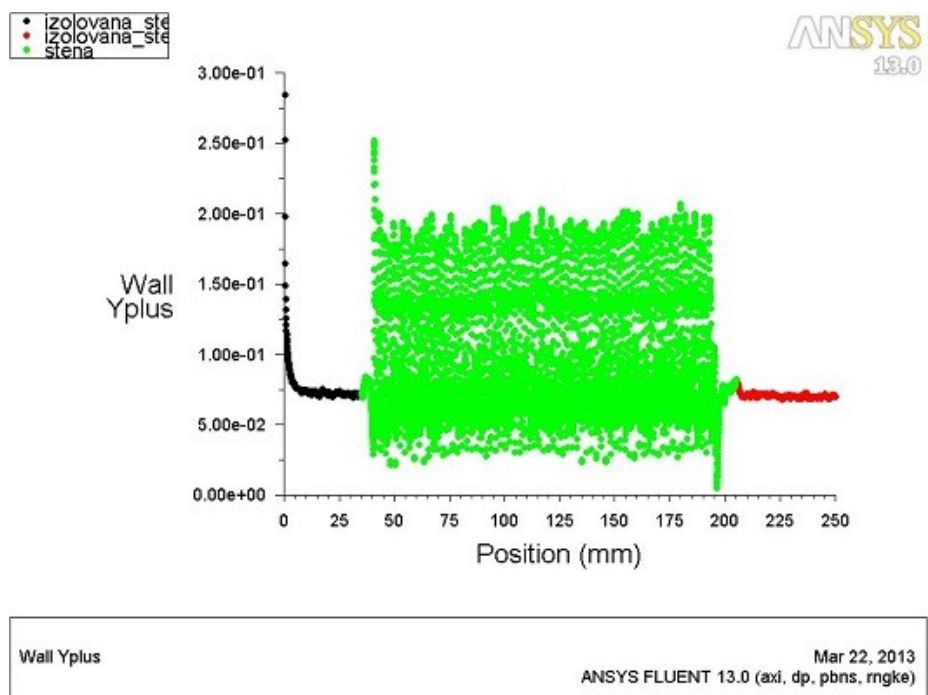
Pro simulaci proudění, jsem použil tři 2D a tři 3D modely. Grafické vyhodnocení Y^+ umožňuje přímo sekce "Graphics and animations/Contours" v programu Fluent 13.0. Tyto barevně vykreslené "profily", jsou velmi přehledné, a je z nich možné okamžitě určit hodnotu Y^+ v kterémkoli místě sítě, pomocí barevného spektra, které odpovídá vypočteným hodnotám, viz grafy 3D modelů. Pro přehled u jednotlivých grafů sítí uvádím i průměrnou hodnotu Y^+ jejich oblasti, kterou označuji, jako $Y^+_{oblasti}$. 2D modely jsou

vyhodnoceny pomocí grafů, ve kterých je sledována kvalita sítě po celé délce trubky, tedy ve směru osy x., Obr. 7.1 až 7.3. 3D modely jsou vykresleny v izometrickém pohledu a to vždy od místa vstupu, tedy počátku proudění, blíže Obr. 7.4 až 7.6.

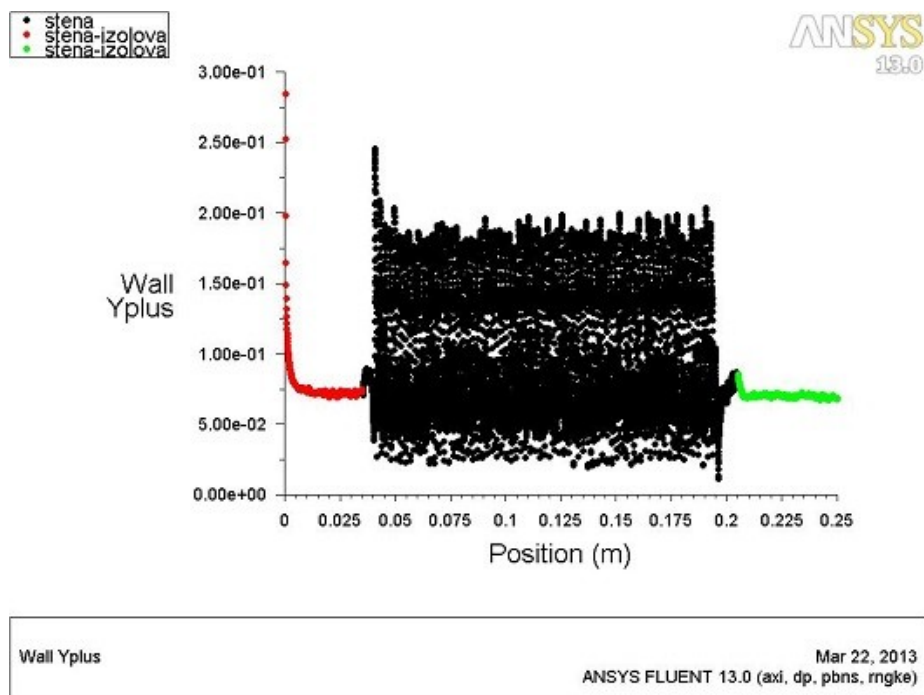
Grafy 2D



Obr. 7.1 - Síť 65681 elementů; $Y_{oblasti}^+ = 0,090628169$

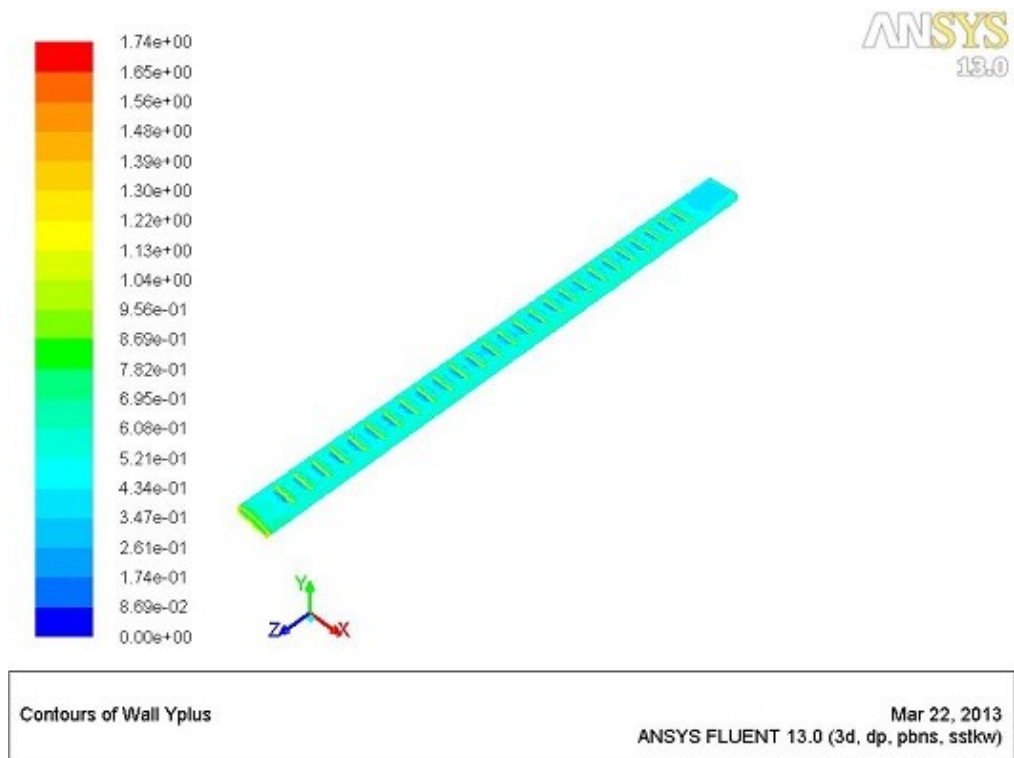


Obr. 7.2 - Sít' 109219 elementů; $Y_{oblasti}^+ = 0,09276398$

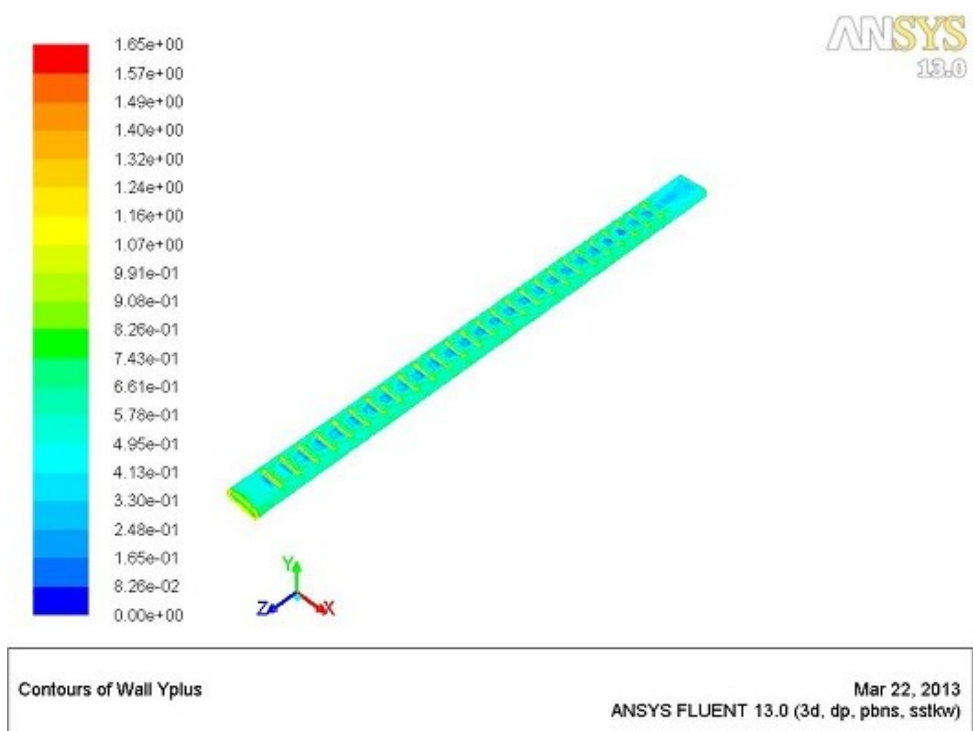


Obr. 7.3 - Sít' 142651 elementů; $Y_{oblasti}^+ = 0,091302432$

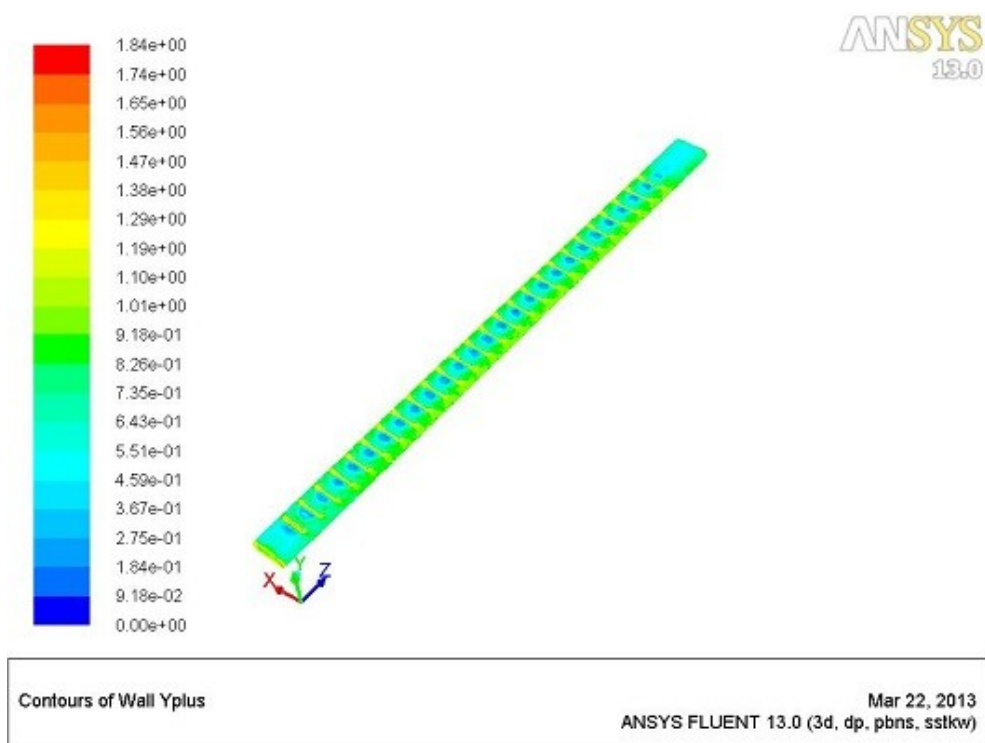
Grafy 3D



Obr. 7.4 - Sít' 1 140872 (0,25mm) elementů; $Y_{oblasti}^+ = 0,55912775$



Obr. 7.5 - Síť 1 157944 (0,35mm) elementů; $Y_{oblasti}^+ = 0,60300463$



Obr. 7.6 - Síť 1 278919 (0,55mm) elementů; $Y_{oblasti}^+ = 0,78866565$

7.2 Zhodnocení grafických výstupů veličiny Y^+

Z podmínky $Y^+ < 1$, která je kladena na kvalitu výpočetní sítě na povrchu teplosměnné plochy v případě turbulentního proudění vyplývá, že oba typy modelů (2D i 3D) opatřených sítí je možné použít pro účely simulace proudění s přestupem tepla. U 2D grafů kvality buněk, mohu souhrnně napsat, že se hodnoty Y^+ pohybují v rozpětí cca $0,327 \div 0,02$. Znamená to, že sítě na 2D geometriích jsou až příliš jemné, mohli by být hrubší s menším počtem buněk. Přesnost výpočtu je zajištěna, prodlouží se však výpočetní čas.

Sítě 3D modelů podmínku splňují rovněž s tím rozdílem, že na ostrých hranách a přechodech, hodnoty Y^+ překračují hodnotu jedné (max. 1,24). Na těchto entitách bude kvalita buněk vždy nižší, ovšem z grafů i z příložených výpočtů průměrné hodnoty Y^+ na ploše je jasné vidět, že více než 80% buněk je pod stanovenou hodnotou. Všechny tři 3D modely opatřené sítěmi, mohu tedy použít k přesnému výpočtu hledaných veličin.

8 Vyhodnocení numerického 2D modelování proudění v trubce pomocí kombinací numerických modelů a stěnových funkcí

Za účelem 2D testování bylo použito tří modelů s různým počtem buněk sítě se zhuštěním ke stěně a to těchto: modelu se 65681 buňkami, se 109219 a s 142651 buňkami. Při prvním testování pro Reynoldsovo číslo $Re = 1000$, bylo použito těchto kombinací matematických modelů a „stěnových funkcí“, respektive tzv. ošetření v blízkosti stěny:

- $k - \varepsilon$ Standart Model: Standart Wall Functions (SWF)

Non- Equilibrium Wall Functions (Non-EWFn)

Enhanced Wall Treatment (EWT)

- $k - \varepsilon$ RNG Model: Standart Wall Functions (SWF)

Non- Equilibrium Wall Functions (Non-EWFn)

Enhanced Wall Treatment (EWT)

- $k - \varepsilon$ Realizable Model: Standart Wall Functions (SWF)

Non- Equilibrium Wall Functions (Non-EWFn) Enhanced Wall Treatment (EWT)

- Laminar

Matematický model tvoří soustava parciálních diferenciálních rovnic definujících proudění a jeho fyzikální vlastnosti. Stěnové funkce pak jsou sadou semi-empirických vzorců a funkcí, které jsou používány k překlenutí viskozitou ovlivněné oblasti mezi stěnou a plně vyvinutou turbulentní oblastí. V tabulkách je použito jako zkratk počátečních písmen označení stěnových funkcí v anglickém originále, viz zkratky v závorkách ve výčtu výše.

Na dalších stranách této diplomové práce jsou uvedeny v Tab. 8.2 až 8.13, hodnoty Nu a f pro jednotlivé kombinace modelů a stěnových funkcí, pro rozsahy Reynoldsova čísla (300 ÷ 1000). I když byly počítány hodnoty tlaku statického, dynamického a totálního, pro výsledné zhodnocení všech použitých kombinací postačily vypočtené hodnoty tlaku totálního. Na následujících stranách bude provedena komparace parametrů Nu a f simulovaných Fluentem a vypočtených dle vztahů užívaných v teorii. Výsledkem bude výběr optimální kombinace numerického modelu a stěnové funkce. Vztahy pro výpočty veličin uváděné níže a použité v Tab. 8.1, jsou na ukázkou počítány pro $Re = 1000$. Hodnoty vstupních veličin byly získány z praxe od Visteon - Autopal s.r.o. a jsou v zeleném poli tabulky.

Hodnoty zadané Visteon-Autopal s.r.o.

Hodnoty získané vztahy z odborné literatury

Pr [-]	0,69904565	0,69904565	0,69904565	0,69904565
dh [m]	0,00433	0,00433	0,00433	0,00433
l [m]	0,17	0,17	0,17	0,17
Re [-]	300	500	800	1000
Nu [-]	4,14672282	4,416631984	4,768483134	4,976924109
k; λ[W/m.k]	0,04400798	0,04400798	0,04400798	0,04400798
ρ [kg.m ³]	0,9112419	0,9112419	0,9112419	0,9112419
C _p [J.kg ⁻¹ .K ⁻¹]	1046,676	1046,676	1046,676	1046,676
ν [m ² .s ⁻¹]	3,22546E-05	3,22546E-05	3,22546E-05	3,22546E-05
f [-]	0,0533	0,0320	0,0200	0,0160

Tab. 8.1 - Tabulka teoretických hodnot Nu a f pro testovaný rozsah Re

Prandtlovo kritérium: [7]

$$Pr = \frac{v \cdot \rho \cdot c_p}{\lambda} = \frac{3,22546 \cdot 10^{-5} \cdot 0,9112419 \cdot 1046,676}{0,04400798} = 0,69905 [-]$$

Nusseltovo číslo pro laminární proudění při nucené konvekci: [3]

$$Nu = \sqrt[3]{49,03 + 4,17 \cdot Re \cdot Pr \cdot \frac{d}{l}} = \sqrt[3]{49,03 + 4,17 \cdot 1000 \cdot 0,69905 \cdot \frac{0,00433}{0,17}}$$

$$Nu = 4,97692 [-]$$

Fanningův třecí faktor pro laminární proudění v trubce kruhového průřezu: [13]

$$f = \frac{16}{Re} = \frac{16}{1000} = 0,016 [-]$$

Tabulky výsledků simulování 2D proudění v trubce pro rozsah $Re = (300 \div 1000)$

65681 Re 1000	Nu [-]	f [-]
KE-Standart -SWFn	7,623134696	0,504422021
KE-Standart -Non-EWFn	11,27608127	0,758779235
KE-Standart -EWT	7,823046683	0,49604457
KE-RNG-SWF	7,523797253	0,491558368
KE-RNG-Non-EWFn	11,94661733	0,758779235
KE-RNG-EWT	7,927447015	0,49604457
KE-Realizable -SWFn	7,927996682	0,522103477
KE-Realizable-Non-EWFn	9,834918489	0,663370025
KE-Realizable -EWT	7,823938392	0,496186486
Laminar	6,830285921	0,448237203

Tab. 8.2 - Hodnoty Nu a f pro $Re = 1000$

109219 Re 1000	Nu [-]	f [-]
KE-Standart -SWFn	8,062095725	0,526075268
KE-Standart -Non-EWFn	11,69802172	0,784632165
KE-Standart -EWT	7,933011669	0,492959205
KE-RNG-SWF	7,984386505	0,512641691
KE-RNG-Non-EWFn	12,27642156	0,778980251
KE-RNG-EWT	7,882983199	0,492959205
KE-Realizable -SWFn	8,497576079	0,552993152
KE-Realizable-Non-EWFn	10,39717458	0,693153546
KE-Realizable -EWT	7,123825574	0,492959102
Laminar	7,123825574	0,449919753

Tab. 8.3 - Hodnoty Nu a f pro $Re = 1000$

142651 Re 1000	Nu [-]	f [-]
KE-Standart -SWFn	7,90663309	0,502992701
KE-Standart -Non-EWFn	11,57326613	0,764623534
KE-Standart -EWT	7,758529239	0,466870409
KE-RNG-SWF	7,824551962	0,488868561
KE-RNG-Non-EWFn	12,16080691	0,758789017
KE-RNG-EWT	7,855213924	0,466647308
KE-Realizable -SWFn	8,307993884	0,528409873
KE-Realizable-Non-EWFn	10,19357006	0,519430475
KE-Realizable -EWT	7,758529239	0,466869436
Laminar	6,931289953	0,423778189

Tab. 8.4 - Hodnoty Nu a f pro $Re = 1000$

65681 Re 300	Nu [-]	f [-]
KE-Standart -EWT	3,775122124	0,781565782
KE-RNG-EWT	3,775122124	0,781474998
KE-Realizable -EWT	3,775122124	0,781569938
Laminar	3,772448033	0,780916828

Tab. 8.5 - Hodnoty Nu a f pro $Re = 300$

109219 Re 300	Nu [-]	f [-]
KE-Standart -EWT	3,910038473	0,789674787
KE-RNG-EWT	3,910038473	0,789669078
KE-Realizable -EWT	3,910002991	0,789674319
Laminar	3,909577352	0,78964895

Tab. 8.6 - Hodnoty Nu a f pro $Re = 300$

142651 Re 300	Nu [-]	f [-]
KE-Standart -EWT	3,848828589	0,770819597
KE-RNG-EWT	3,848860926	0,770815885
KE-Realizable -EWT	3,848860926	0,770815407
Laminar	3,848472981	0,770805633

Tab. 8.7 - Hodnoty Nu a f pro $Re = 300$

65681 Re 500	Nu [-]	f [-]
KE-Standart -EWT	4,980757746	0,603714852
KE-RNG-EWT	4,991569497	0,603282117
KE-Realizable -EWT	4,980757746	0,60371475
Laminar	4,824559096	0,591525692

Tab. 8.8- Hodnoty Nu a f pro $Re = 500$

109219 Re 500	Nu [-]	f [-]
KE-Standart -EWT	5,049157686	0,601229107
KE-RNG-EWT	5,05145232	0,600932181
KE-Realizable -EWT	5,049157686	0,601234772
Laminar	4,991843691	0,597005605

Tab. 8.9 - Hodnoty Nu a f pro $Re = 500$

142651 Re 500	Nu [-]	f [-]
KE-Standart -EWT	4,949672703	0,577874043
KE-RNG-EWT	4,95152036	0,577580879
KE-Realizable -EWT	4,949672703	0,577879016
Laminar	4,896611962	0,573969005

Tab. 8.10 - Hodnoty Nu a f pro $Re = 500$

65681 Re 800	Nu [-]	f [-]
KE-Standart -EWT	6,906927822	0,516639919
KE-RNG-EWT	6,97613168	0,516306591
KE-Realizable -EWT	6,906927822	0,516640266
Laminar	6,213959611	0,478153205

Tab. 8.11- Hodnoty Nu a f pro $Re = 800$

109219 Re 800	Nu [-]	f [-]
KE-Standart -EWT	7,444750736	0,509134752
KE-RNG-EWT	7,003526216	0,508780876
KE-Realizable -EWT	7,003526216	0,508780876
Laminar	6,462737568	0,481039401

Tab. 8.12 - Hodnoty Nu a f pro $Re = 800$

142651 Re 800	Nu [-]	f [-]
KE-Standart -EWT	6,841670402	0,482413698
KE-RNG-EWT	6,841670402	0,482403276
KE-Realizable -EWT	6,789291273	0,482768218
Laminar	6,301758383	0,455298385

Tab. 8.13 - Hodnoty Nu a f pro $Re = 800$

Výsledné hodnoty Nu a f numerického 2D modelování trubky chladiče, získané pomocí turbulentních modelů pro jednotlivá Reynoldsova čísla, se od sebe příliš neliší. Je to dáno tím, že bylo prozatím simulováno proudění pouze v laminárním režimu a to kvůli velké časové náročnosti stávajících výpočtů. Jedním vodítkem při výběru mi proto bude doporučení výrobce softwaru, který uvádí pro jednotlivé použité modely určující charakteristiku z hlediska hodnoty Re . $k - \varepsilon$ Standart model je doporučován pro vysoká Re čísla, tedy $Re > 10^5$. Modely $k - \varepsilon$ RNG a Realizable pro čísla nižší, $Re \leq 10^5$. Laminar model je určen pro proudění s $Re \leq 2320$. Druhým vodítkem, je potom celkové porovnání výsledků $k - \varepsilon$ modelů s modelem Laminar (slouží jako reference) a teoretickými výpočty.

Z použitých kombinací volím pro další 3D numerické modelování $k - \varepsilon$ RNG model se stěnovou funkcí EWT. RNG model je vhodný pro řešení laminární i přechodové oblasti proudění. Stěnovou funkci EWT volím proto, že nejen s modelem RNG, ale i s modely Realizable a Standart, podává výsledky nejvíce se blížící výsledkům modelu Laminar a také výsledkům teoretickým (viz Tab. 8.1). S tím rozdílem, že se v případě hodnot faktoru f s nimi liší v řádu desetin (viz srovnání Tab. 8.2 až 8.13 z Tab. 0). Tento rozdíl, je způsoben specifickou geometrií a uspořádáním vrubů trubky. Při proudění tekutiny v trubce, vruby způsobují turbulentní zavíření, a podporují tak zvýšený přestup tepla a tento jev se samozřejmě promítá i do výsledných hodnot Nu a f .

9 Volba turbulentního modelu pro zpřesnění výpočtu

Turbulentním modelem se rozumí soubor empirických vztahů a rovnic, které spolu s pohybovými rovnicemi vytvářejí řešitelný systém rovnic. Volba vhodného modelu turbulence je odvislá od režimu proudění (laminární ($Re \leq 2320$), přechodový ($2320 < Re < 10^4$, plně vyvinuté turbulentní ($Re \geq 10^4$)). Z důvodu rozsahu hodnot Reynoldsových čísel ($300 \div 8000$) daného zadáním, se v tomto případě pohybujeme v přechodovém režimu proudění. Pro přechodovou oblast se v programu Fluent 13.0, nabízí hned dva typy použitelných modelů. Jedním z nich je model $k - \varepsilon$ RNG, vhodný pro řešení jednoduchých proudění při existenci zavíření a sekundárního proudění. Druhým je pak $k - \omega$ SST, používaný pro dosti pomalá proudění ($Re < 10^5$) s přestupem tepla. [19]

$k - \varepsilon$ RNG model

matematickým postupem, tak zvanou metodou renormalizačních grup, byl odvozen z Navier-Stokesových rovnic. Renormalizační procedura aplikovaná na turbulenci tkví v postupné eliminaci malých vírů, přitom se přetransformují pohybové rovnice a to tím způsobem, že je modifikována turbulentní viskozita, síly a nelineární členy. Tento model, má podobný tvar, jako klasický standartní $k - \varepsilon$ model. Oproti němu ještě zahrnuje vliv vírů na turbulenci, má proto zvýšenou přesnost řešení v případech vířivého proudění. Dále obsahuje rovnici zajišťující vyšší přesnost řešení v oblastech rychlého napjatého proudění. [19]

$k - \omega$ SST

Neboli "Shear-stress transport" model byl vyvinut, aby efektivně sloučil robustnost a přesnost $k - \omega$ modelu v oblasti těsně u stěny s nezávislostí na volném proudění $k - \varepsilon$ modelu v oblasti vzdálené od aerodynamického modelu. Můžeme říci, že tento model vlastnosti obou modelů slučuje pomocí funkce. Tato slučovací funkce probíhá následovně, v oblasti v blízkosti stěny je aktivován model $k - \omega$, v nulové vzdálenosti od povrchu teplosměnné stěny je funkční transformovaný $k - \varepsilon$ model. [19]

Postup výběru bude následující. Pomocí obou výše zmíněných turbulentních modelů provedu simulaci proudění pro dvě nejvyšší hodnoty Re (8000,5000). Takto získané výsledky Nu a f , poté porovná s výsledky, jež vycházejí z teoretických výpočtů.

10 Vyhodnocení numerického 3D modelování proudění

Stejně jako u komparace výsledků ve 2D, použil jsem i zde k vyčíslení hodnot hledané veličiny nejprve teoretických vztahů z odborné literatury, viz rovnice 10.1. V těchto výpočtech ovšem není zahrnut vliv vrubů na intenzitu tepelného toku, podávají tedy pouze přibližné výsledky hodnot Nu , viz Tab. 10.1. Výpočet Prandtlova kritéria (číslo), byl již představen v předchozí kapitole, proto níže uvedu pouze vztah pro výpočet hodnoty Nu pro $Re = 8000$.

Nusseltovo číslo vypočteno Hausenovou rovnicí pro přechodové proudění: [7]

$$Nu = 0,116 \cdot \left(Re^{\frac{2}{3}} - 125 \right) \cdot Pr^{\frac{1}{3}} \cdot \left[1 + \left(\frac{d}{l} \right)^{\frac{2}{3}} \right] \cdot \left(\frac{\eta}{\eta_w} \right)^{0,14} \quad (10.1)$$

$$= 0,116 \cdot (8000^{2/3} - 125) \cdot 0,699^{1/3} \left[1 + \left(\frac{0,00435}{0,15} \right)^{2/3} \right] \cdot \left(\frac{2,93917 \cdot 10^{-5}}{2,171 \cdot 10^{-5}} \right)^{0,14}$$

$$Nu = 32,32719 [-]$$

Barevná legenda k tabulkám

Hodnoty zadané Visteon-Autopal s.r.o.
Hodnoty získané dle vztahů z odborné literatury
Hodnoty vypočtené dle vztahů z odborné literatury na základě dat z Ansys Fluent

Re [-]	8000	5000
η [Pa.s]	2,93917E-05	2,93917E-05
η_w [Pa.s]	2,171E-05	2,171E-05
l [m]	0,15	0,15
dh [m]	0,004352972	0,004352972
Pr [-]	0,69904565	0,69904565
Nu [-]	32,327191187	19,678651445

Tab. 10.1 – Tabulka teoretických výpočtů

Ve 3D modelu s největší hloubkou drážky $g_d = 0,55mm$ a sítí se zhuštěním v blízkosti stěny, jsem provedl numerické modelování pomocí dvou turbulentních modelů, pro dvě nejvyšší Re čísla ze zadaného rozsahu. Konkrétně s modely $k - \varepsilon$ RNG EWT a $k - \omega$ SST Low Re, viz Tab. 10.2 a 10.3.

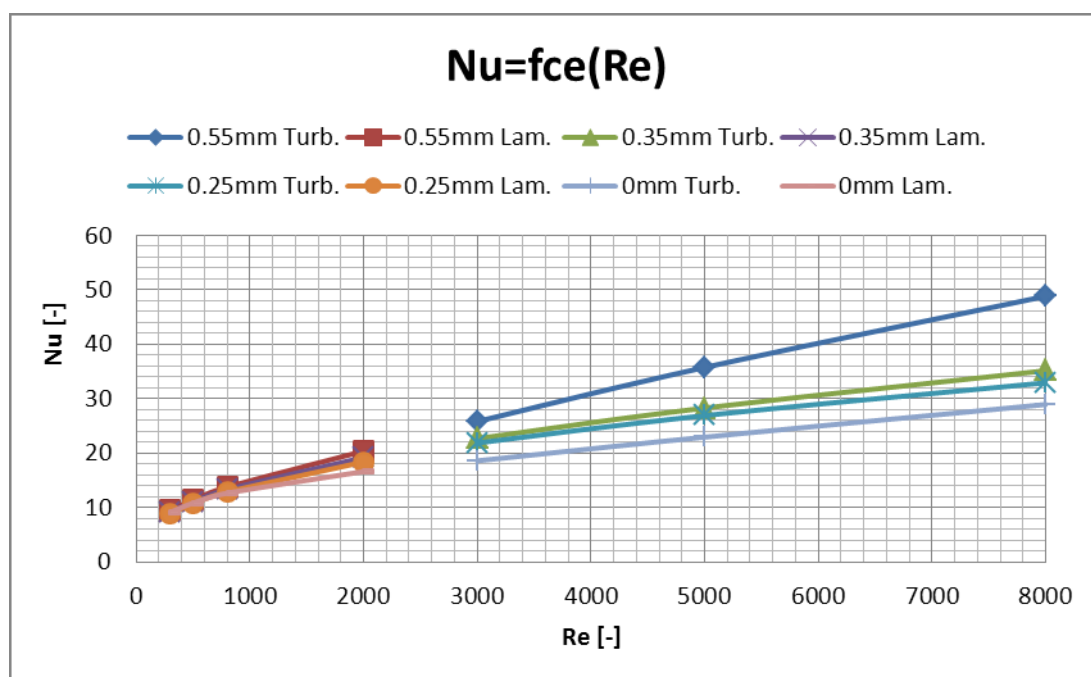
k- ϵ RNG EWT	8000	5000
Nu [-]	54,952317	42,158370
f [-]	0,173501908	0,194865833

Tab. 10.2 – Hodnoty Nu a f modelu $k - \epsilon$ RNG EWT, pro $Re = 8000$ a 5000

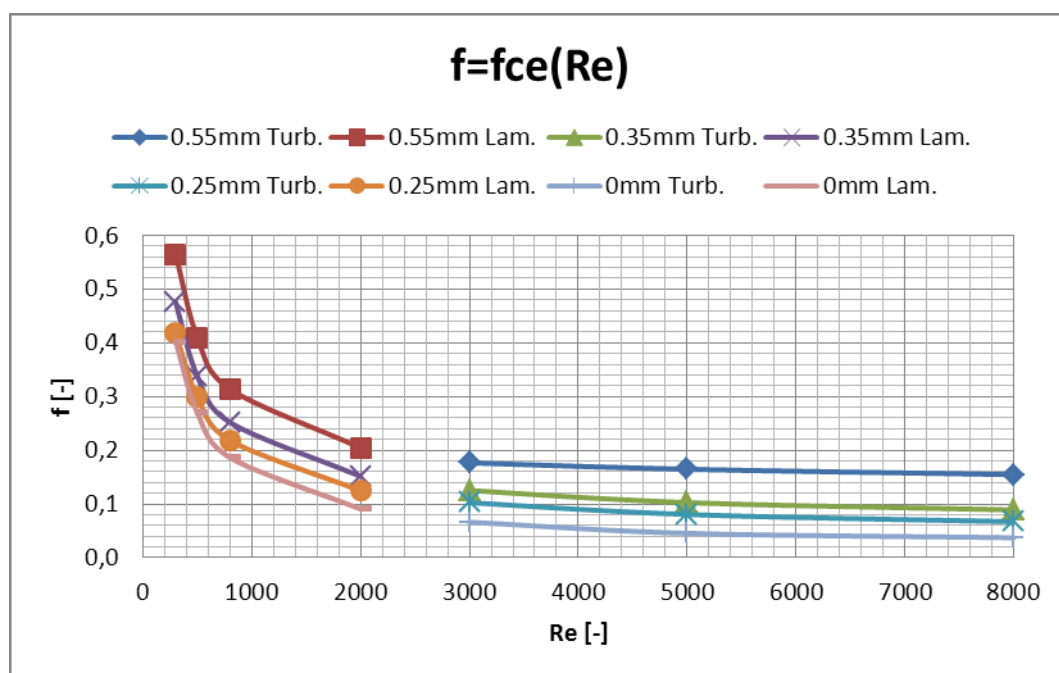
k- ω SST Low Re	8000	5000
Nu [-]	48,837571	35,738405
f [-]	0,154719936	0,164739227

Tab. 10.3 - Hodnoty Nu a f modelu $k - \omega$ SST Low Re, pro $Re = 8000$ a 5000

Po srovnání výsledků v tabulkách 10.1, 10.2 a 10.3, jsem se rozhodl pro celkové vyhodnocení všech čtyř variant trubky použít turbulentní model $k - \omega$ SST Low Re. Na následující straně na Obr. 10.1 a 10.2, jsou k vidění celkové grafy Nu a f pro celý stanovený rozsah Re . V další kapitole bude finální vyhodnocení získaných dat a bude hledáno vhodné nahrazení funkční závislosti mezi měnící se geometrií modelu trubky, tedy hloubkou vrubů g_d , Reynoldsovým číslem, fanningovým třecím faktorem f a Nusseltovým číslem Nu . V příloze č. 1, přiložené k diplomové práci uvádím grafické výstupy z Fluentu, které zobrazují průběhy totálního tlaku, teploty a rychlosti v příčném a podélném řezu pro dvě varianty 3D modelu trubky s hloubkou vrubů $g_d = (0,55 \text{ a } 0,25) \text{ mm}$. V příloze č. 2, je pro ukázkou uvedena tabulka s výsledky 3D numerického modelování pro variantu s hloubkou vrubů $g_d = 0,55 \text{ mm}$, pro celý stanovený rozsah režimu proudění.



Obr. 10.1 – Celkový graf závislosti Nu na Re pro čtyři varianty trubky



Obr. 10.2 – Celkový graf závislosti f na Re pro čtyři varianty trubky

11 Hledání matematického popisu funkční závislosti pro f a Nu

Z celkových grafů f a Nu , uvedených v předchozí kapitole není možné přímo určit jednoznačné znění rovnic pro $f = fce(Re, g_d)$ a $Nu = fce(Re, g_d)$, poněvadž se jedná o rovnice se dvěma neznámými. Z toho důvodu jsem k dalšímu řešení použil matematickou analýzu programu Eureqa. Jedná se o vědecký software určený k vyhledávání matematických vzorců z naměřených či simulací získaných dat. Nejprve byla hledána funkční závislost pro f , Tab. 11.1, představuje data vložená do aplikace Eureqa.

Hodnoty zadané Visteon-Autopal s.r.o.	
Hodnoty vypočtené dle vztahů z odborné literatury na základě dat z Ansys Fluent	
Hodnoty získané programem Eureqa	

Re [-]	8000	5000	3000	2000	800	500	300
f [-] 0,55 mm	0,154719936	0,164739227	0,176585007	0,20462064	0,314011	0,40987312	0,56493288
f [-] 0,35 mm	0,088918615	0,102686638	0,125351447	0,1514453	0,251869	0,33777686	0,47584481
f [-] 0,25 mm	0,067005535	0,080564068	0,102709416	0,12450629	0,218339	0,29851627	0,41752561
f [-] 0 mm	0,037206999	0,045495298	0,066297053	0,09059337	0,186375	0,26970775	0,40289943

Tab. 11.1 - Tabulka vložených dat do aplikace Eureqa

Dle průběhu křivky jsem v softwaru zvolil hledání cílové funkce a navolil možné prvky hledané rovnice (konstanty, vložené proměnné, exponenciální funkci, hyperbolickou funkci, etc.). Po normalizaci měřítka jsem spustil výpočet, během analýzy jsem zkoušel různé nalézané varianty výpočtu. Po 196 hodinách našel pro f rovnici ve tvaru viz níže, výsledky jsou k nahlédnutí, viz Tab. 11.2.

(11.1)

$$f = \frac{(2,504 - Re)}{(g_d + 1,983 \cdot Re + 0,2739 \cdot g_d^2 \cdot Re - 0,8206 - 1,05 \cdot g_d \cdot Re) + e^{(0,4731 \cdot g_d)}}$$

Re [-]	8000	5000	3000	2000	800	500	300
f [-] 0,55 mm	0,62550819	0,625625215	0,625833267	0,62609335	0,627264	0,62843477	0,6305171
f [-] 0,35 mm	0,573842706	0,57394362	0,574123033	0,57434732	0,575357	0,57636685	0,57816344
f [-] 0,25 mm	0,550209876	0,550303791	0,550470763	0,5506795	0,551619	0,55255915	0,5542315
f [-] 0 mm	0,495845328	0,495924393	0,496064964	0,4962407	0,497032	0,49782341	0,49923192

Tab. 11.2 - Tabulka hodnot f vypočtených dle rovnice softwaru Eureqa

Při celkovém srovnání výsledné hodnoty f v Tab. 11.1 a 11.2, je jasně patrné, že softwarovou analýzou získaná data se liší od dat vzešlých ze simulace proudění v řádu několika desetin. Navíc se čísla v Tab. 11.2, pro různé režimy proudění liší jen velmi málo, tudíž vzniklá křivka by byla příliš plochá. Program Eureqa je velkým pomocníkem, ovšem k nalezení odpovídající rovnice pro křivky f , by bylo nutné vložená data ještě upravit přímo v samotném programu, který má pro to hned několik nástrojů např. (smooth data- vyhlazení křivky etc.)

Protože hledání rovnice matematického popisu závislosti $f = f_{ce}(Re, g_d)$ pomocí aplikace Eurequa nevedlo k cíli, pokusím se naznačit na základě svých znalostí analytické matematiky možné obecné rovnice řešení pro celkové grafy, f i Nu . Křivky f , v grafu na Obr. 10.1, podle mého vyjadřují hyperbolickou funkci, kdežto křivky Nu v grafu na Obr. 10.2, zase funkci logaritmickou.

Obecná rovnice pro $f = f_{ce}(Re, g_d)$:

$$f = A \cdot Re^{-B} \cdot e^{-K \cdot g_d}$$

Obecná rovnice pro $Nu = f_{ce}(Re, g_d)$:

$$Nu = C \cdot Re^{-D} \cdot g_d^{-E}$$

Velká písmena (A, B, C, D, E, K) v obou rovnicích představují konstanty.

12 Závěr

Cílem této diplomové práce bylo vyhodnocení bezrozměrných termomechanických veličin, které jsou určující při návrhu a optimalizaci funkce výměníku tepla (chladiče). Konkrétně se jedná o Fanningův třecí faktor f a Nusseltovo číslo Nu . Předmětem zkoumání byla specifická geometrie trubky chladiče EGR (exhaust gas recirculation) vyráběná firmou Visteon-Autopal s.r.o., sloužící u současných spalovacích motorů automobilů k ochlazení a recirkulaci výfukových plynů zpět do sání, což má za následek snížení škodlivin v emisích a snížení celkové spotřeby paliva.

Pomocí metody numerického modelování proudění v softwarové aplikaci Ansys Release 13.0, byly nejprve na zjednodušeném 2D geometrii modelu a poté na čtyřech vlastních konstrukčních variantách 3D geometrie modelů, definovány různé matematické modely proudění a z nich vybrán nejvhodnější model v kombinaci se stěnovou funkcí pro finální řešení. V jednotlivých kapitolách je podrobně popsáno vytvoření 2D osově symetrické a 3D geometrie trubky s vruby v programu Design Modeler. Dále je detailně charakterizováno vytváření výpočetních sítí s různým zhuštěním ke stěně jak ve 2D, tak ve 3D v programu ANSYS Meshing. Posléze byly vyhodnocovány výše zmíněné veličiny a sledována jejich závislost, jak na režimu proudění, tedy Reynoldsově čísla Re , tak na měnící se geometrii periodicky se opakujících vrubů trubky, tedy jejich hloubkou g_d . Výsledky zjištěných hodnot byly tabelovány a vyneseny do komplexních grafů Nu a f . Tyto grafy potvrdily předpoklad, že s rostoucí hloubkou vrubů trubky roste i intenzita přenosu tepla. Na základě těchto výstupů byl poté hledán způsob matematické analýzy a hledání vhodného matematického popisu funkční závislosti $f = f_{ce}(Re, g_d)$ a $Nu = f_{ce}(Re, g_d)$.

Nad rámec zadání své diplomové práce jsem se seznámil s programem Eureka se snahou matematicky analyzovat funkční závislosti $f = f_{ce}(Re, g_d)$ a $Nu = f_{ce}(Re, g_d)$. Získaná data byla poté vložena do inženýrského softwaru Eureka, který by pomocí metody matematické analýzy měl nalézt a popsat matematickou rovnici funkční závislosti, pro $f = f_{ce}(Re, g_d)$ a $Nu = f_{ce}(Re, g_d)$. Matematická rovnice pro $f = f_{ce}(Re, g_d)$ nalezená pomocí počítačové aplikace Eureka ovšem nenaplnila očekávání. Její výsledky se ve srovnání s výsledky získanými numerickým modelováním lišily v řádu několika desetin, navíc křivka vzniknuvší z těchto dat by byla příliš plochá, protože hodnoty f pro jednotlivé režimy proudění jsou si velmi podobné. Z toho důvodu jsem navrhl obecné znění rovnic

pro (Nu, f) . I když jsem nedospěl k jasně matematicky verifikovatelnému výsledku, domnívám se, že nadefinovaná metodika vyhodnocení výstupních dat pomocí software Eureka je vhodná k statistickému zpracování dat. S ohledem na náročnost zpracování dat v programu Eureka může být dílčí problematikou obdobné diplomové práce.

13 Seznam použité literatury

- [1] Kolektiv ALFA LAVAL s.r.o. Deskové výměníky tepla: všeobecná část. In Deskové výměníky tepla [online]. Praha: ALFA LAVAL s.r.o., 2010 [cit. 2011-11-22]. Dostupné z [www: <http://www.bcb-plzen.eu/alfalaval/vymeniky_teplo.pdf>](http://www.bcb-plzen.eu/alfalaval/vymeniky_teplo.pdf).
- [2] KADLEC, Zdeněk. Průvodce sdílením tepla: pro požární specialisty. Ostrava: VŠB-Technická univerzita Ostrava, 2009. 79 s.
- [3] KOZUBKOVÁ, Milada; BLEJCHAŘ, Tomáš; BOJKO, Marián. Modelování přenosu tepla, hmoty a hybnosti. Ostrava: VŠB-Technická univerzita Ostrava, 2011. 174 s.
- [4] Heat exchanger. In Straight - tube heat exchanger [online]. London: Wikipedia, 2011 [cit. 2011-11-24]. Dostupné z [www: <http://en.wikipedia.org/wiki/Heat_exchanger>](http://en.wikipedia.org/wiki/Heat_exchanger).
- [5] ALFA LAVAL BCB s.r.o., servisní a: prodejní a servisní centrum tepelné techniky [online]. 2008 [cit. 2011-11-24]. Deskové výměníky tepla. Dostupné z [www: <http://www.bcb-plzen.eu/alfalaval/rozebiratelne.htm>](http://www.bcb-plzen.eu/alfalaval/rozebiratelne.htm).
- [6] ENENKL, Vladimír; RAMÍK, Zdeněk. Sdílení tepla IA. Praha: SNTL, 1981. 270 s.
- [7] SAZIMA Miroslav. Sdílení tepla. 2. vydání. Praha: Ediční středisko ČVUT Praha, 1982. ISBN 4296.
- [8] PŘÍHODA Miroslav; RÉDR Miroslav. Sdílení tepla a proudění. 1. vydání. Ostrava: VŠB- TECHNICKÁ UNIVERZITA OSTRAVA, 1998. ISBN 80-7078-549-7
- [9] JANALÍK, Jaroslav a Pavel ŠTÁVA. Mechanika tekutin. VŠB- TECHNICKÁ UNIVERZITA OSTRAVA, 2002. ISBN 80-248-0038-1.
- [10] T. RAD: EGR chladič. T. RAD. T. RAD [online]. 23. 05. 2008, Středa, 11 Únor 2009 09:54 [cit. 2012-01-08]. Dostupné z: <http://www.trad.cz/cs/egr-chladic.html>
- [11] Wikipedie: chladiče EGR. WIKIPEDIE. otevřená encyklopede [online]. [cit. 2012-01-08]. Dostupné z: <http://cs.wikipedia.org/wiki/EGR>
- [12] SHAH, Ramesh K. a Dušan P. SEKULIČ. Fundamentals of heat exchanger design. Lexington, Kentucky: John Wiley and Sons,inc., 2003. ISBN 0-471-32171-0
- [13] Fanning friction factor. WIKIPEDIE. Otevřená encyklopedie [online]. [cit. 2012-01-08]. Dostupné z: http://en.wikipedia.org/wiki/Fanning_friction_factor

- [14] HEJZLAR, Radko. Sdílení tepla. čtvrté. Praha: Vydavatelství ČVÚT, 2004. ISBN 80-01-02974-3.
- [15] ŠORIN, S. N. Sdílení tepla. 1. vyd. Praha: STNL, 1968. ISBN 04-014-68.
- [16] JUREČKA, Pavel. Proudění a sdílení tepla: Cvičení do předmětu sdílení tepla a proudění. 1. vydání. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2006. ISBN 80-248-1083-2
- [17] DJORDJE, Nikolic. Investigation of spiral tube geometries used in exhaust gas exchangers. Jülich, 2006. Diplomová práce. University of Applied Sciences Aachen,
- [18] ČERNÝ, Václav. Spalovací zařízení a výměníky tepla. dotisk. Praha: Ediční středisko ČVUT, 1986. ISBN 6468.
- [19] ANSYS RELEASE 13.0. ANSYS FLUENT: Theory guide. first edition. Southpointe: Ansys Inc., 2010.
- [20] KOZUBKOVÁ, Milada. *Modelování proudění tekutin FLUENT, CFX* [online]. 1. vydání. Ostrava: VŠB-TECHNICKÁ UNIVERZITA OSTRAVA, 2008 [cit. 2012-11-10]. ISBN 2308. Dostupné z: <http://www.338.vsb.cz/PDF/Kozubkova-Fluent.pdf>

14 Seznam příloh

Příloha č. 1:

Grafické vyhodnocení totálního tlaku, teploty a rychlosti 3D modelů trubky 1

Příloha č. 2:

Tabulky výstupních dat získaných numerickou simulací pro $Re = (300-8000)$; variantu s hloubkou vrubů $g_d = 0,55 \text{ mm}$ 5

Příloha č. 3:

DP-JH-2013-1 – Výkres 3D modelu trubky

Příloha č. 4:

DP-JH-2013-2 – Výkres 2D modelu trubky chladiče

Příloha č. 5:

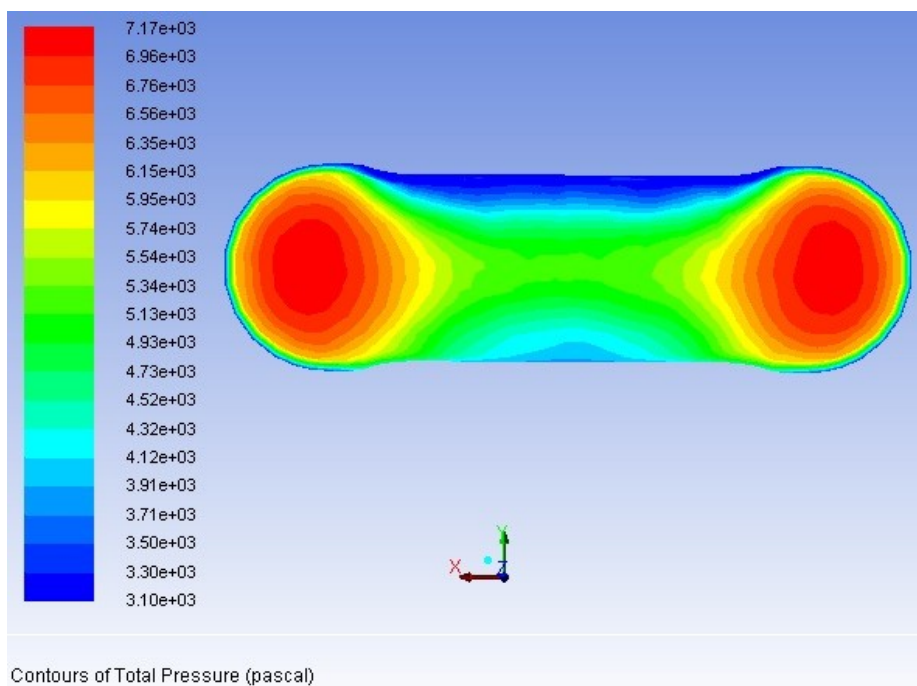
Výstupní data v Excelu 3D numerického modelování všech čtyř variant trubky

Příloha č. 6:

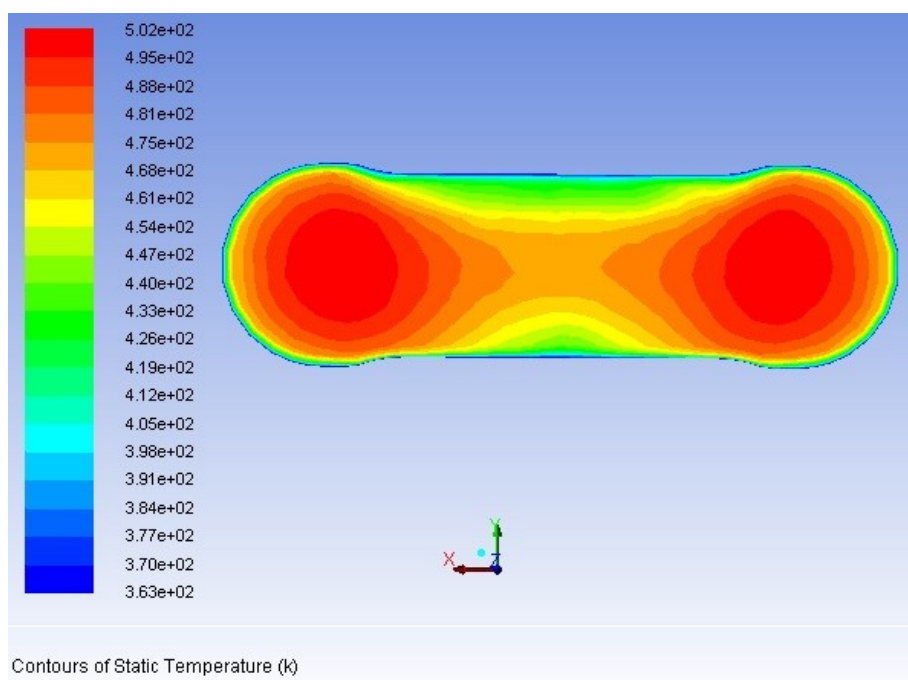
CD nosič – obsahuje diplomovou práci včetně příloh

Přílohač. 1

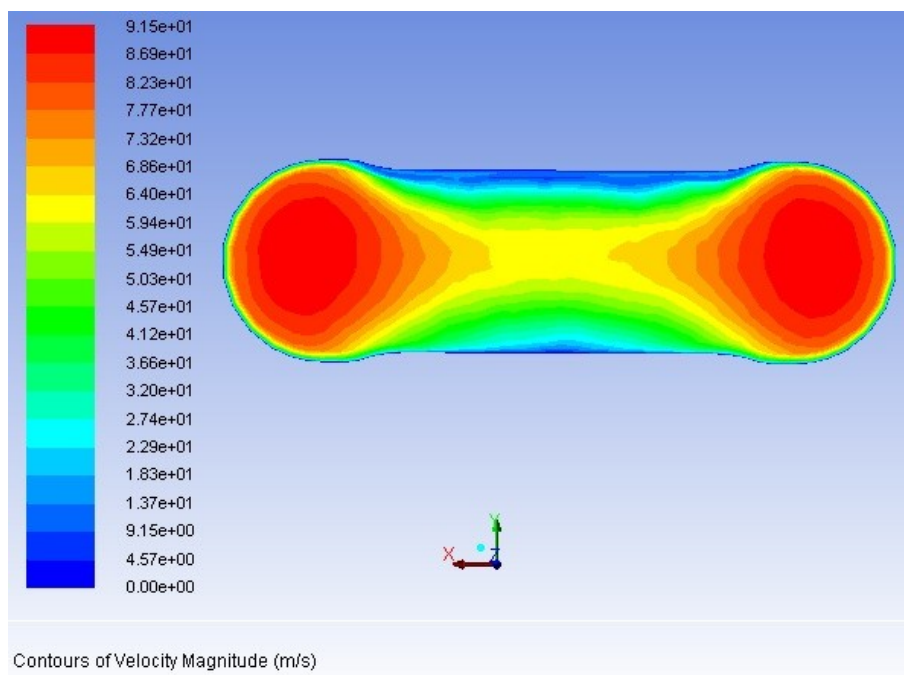
V této příloze jsou uvedeny grafické výstupy numerického 3D modelování z programu AnsysFluent 13.0. Jednotlivé obrázky představují průběhy totálního tlaku, teploty a rychlosti dvou variant trubek s různou hloubkou vrubů, pro $Re = 8000$. Na Obr. 1 až 4 je varianta s $g_d = 0,55mm$, na Obr. 5 až 8, následně varianta s $g_d = 0,25mm$. Příčný řez je veden v polovině modelu trubky, tedy 75 mm od jejího počátku, podélný pak středem jejího profilu.



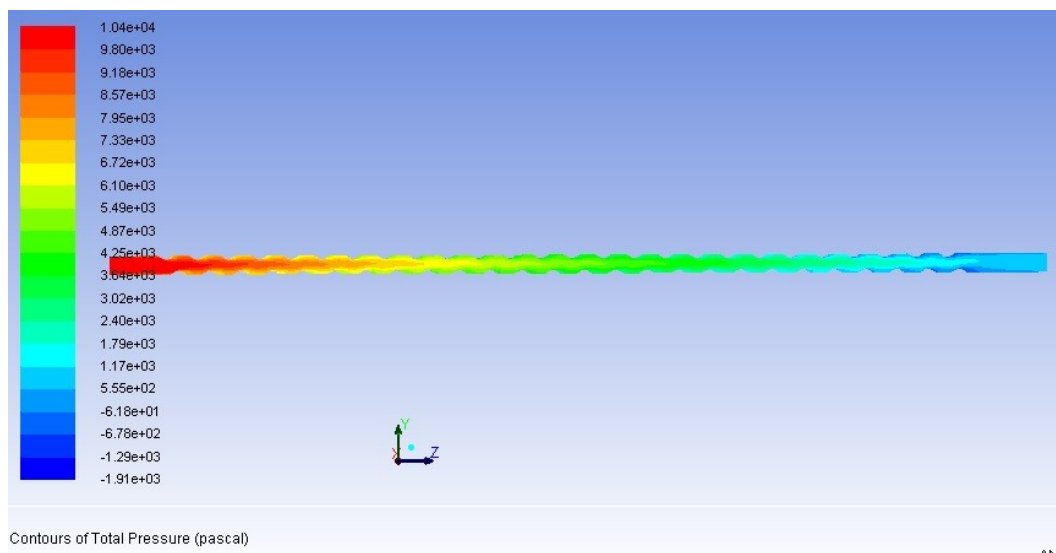
Obr. 1.– Průběh totálního tlaku v příčném řezu



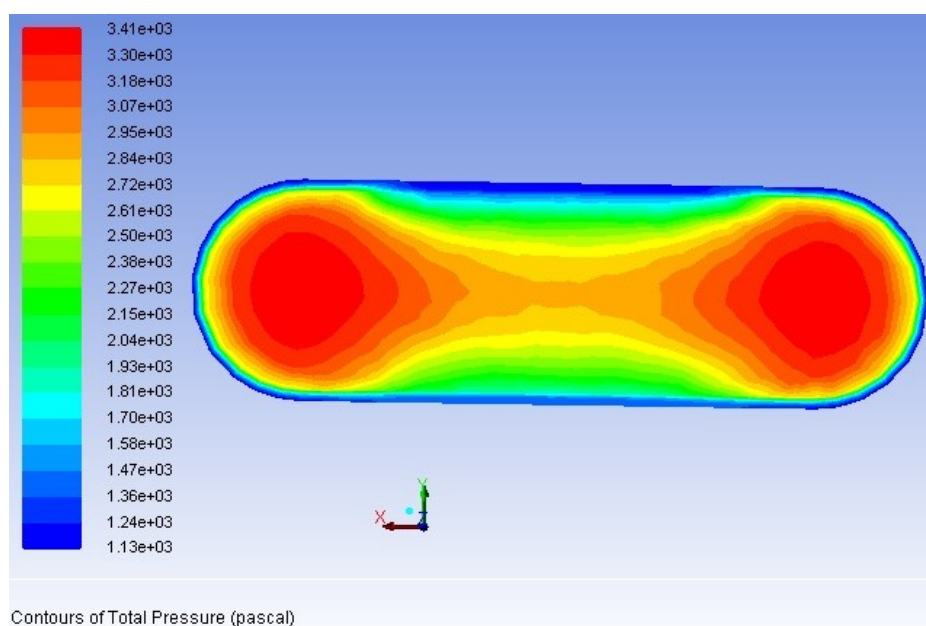
Obr. 2. – Průběh teploty v příčném řezu



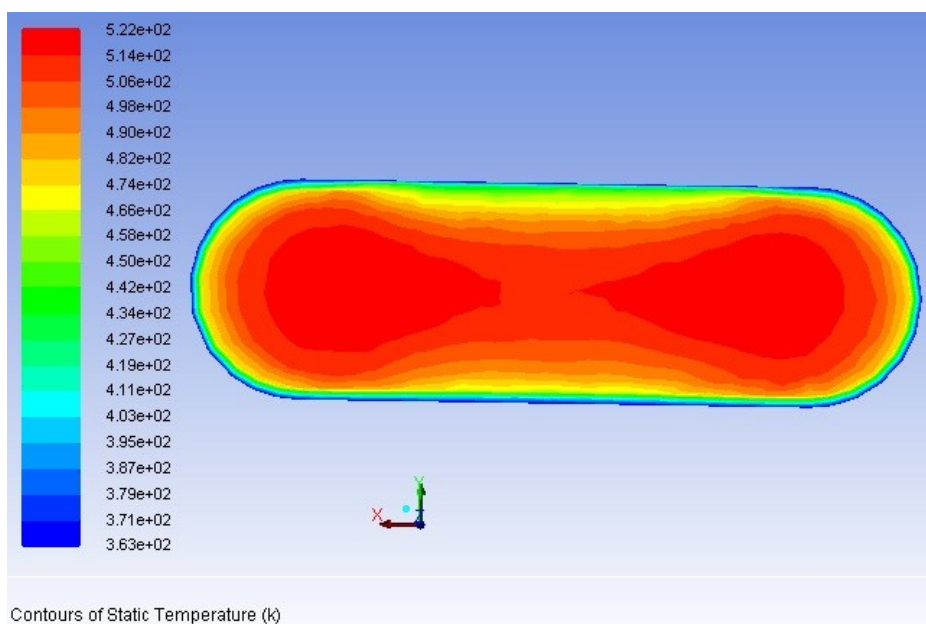
Obr. 3. – Průběh rychlosti v příčném řezu



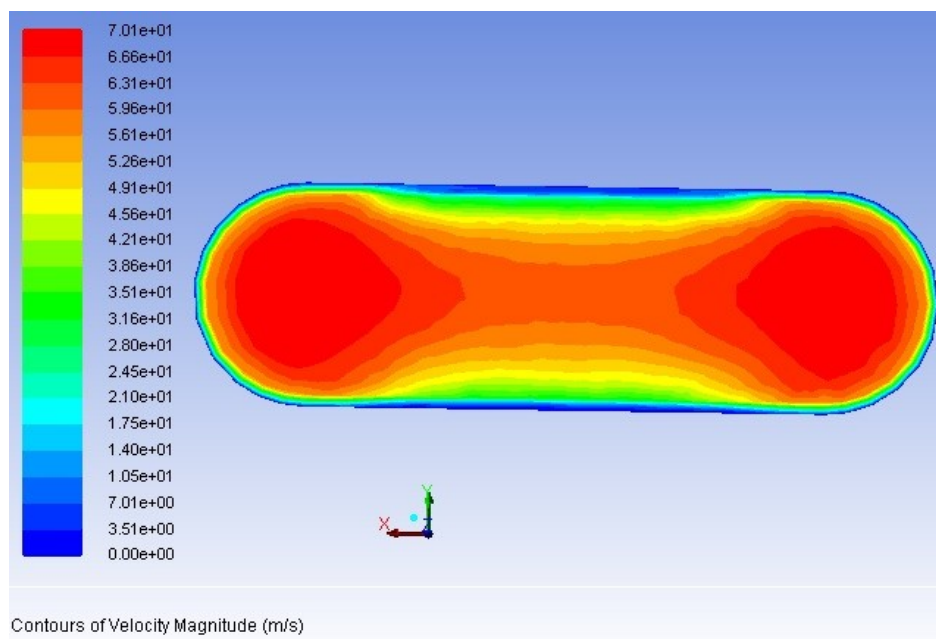
Obr. 4. – Průběh totálního tlaku v podélném řezu



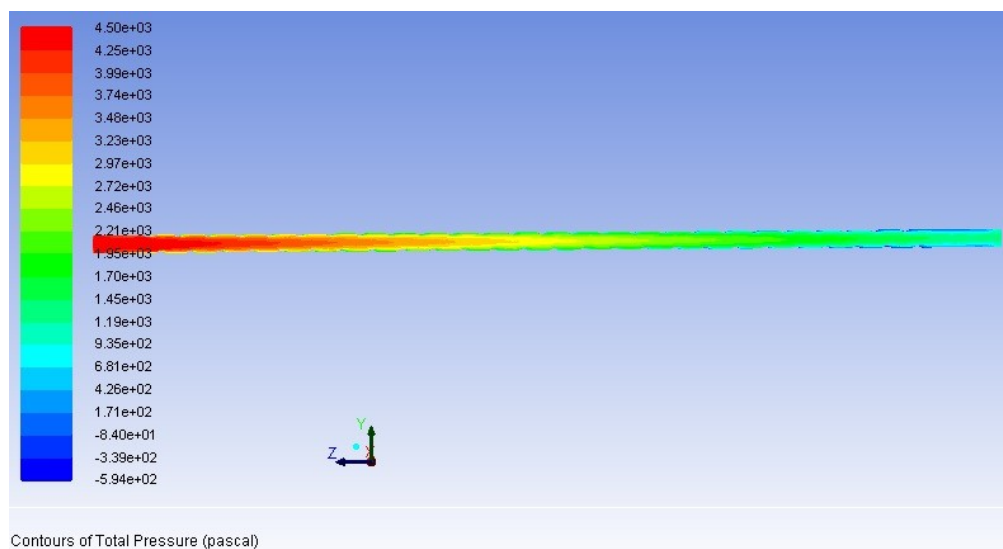
Obr. 5. - Průběh totálního tlaku v příčném řezu



Obr. 6. – Průběh teploty v příčném řezu



Obr. 7. – Průběh teploty v příčném řezu



Obr. 8. – Průběh totálního tlaku v podélném řezu

Příloha č. 2

V této příloze jsou uvedeny tabulky s výstupními parametry získanými numerickou simulací v programu Ansys Fluent 13.0., pro variantu 3D modelu trubky chladiče s $g_d = 0,55 \text{ mm}$ a pro režim proudění $Re = (300 \div 8000)$.

KG-SST-Low Re 0,55mm	8000	5000	3000
$p_{\text{vstup}} [\text{Pa}]$	10233,685	4213,063	1615,7842
$p_{\text{výstup}} [\text{Pa}]$	1740,1747	680,43427	252,59134
$v_{\text{vstup}} [\text{m.s}^{-1}]$	59,180097	36,987560	22,192536
$v_{\text{výstup}} [\text{m.s}^{-1}]$	60,189762	38,096333	23,055588
$t_{\text{vstup}} [\text{K}]$	573,15	573,15	573,15
$t_{\text{výstup}} [\text{K}]$	431,43713	419,51178	406,235
$q_{\text{stěny,pc}} [\text{W/m}^2]$	65983,695	43054,91	27146,664
$P [\text{W}]$	238,24714	155,56656	98,018377
$\text{LMTD} [\text{K}]$	126,1479517	116,8070558	105,3801138
$q_{\text{stěny}} [\text{W/m}^2]$	62181,37886	42133,77182	27464,87895
$Nu [-]$	48,837571	35,738405	25,822182
$f [-]$	0,154719936	0,164739227	0,176585007
$Re [-]$	8000	5000	3000
$t_{\text{stěna}} [\text{K}]$	363,15	363,15	363,15
$S_{\text{oblasti}} [\text{m}^2]$	0,0036106971	0,0036106971	0,0036106971
$S_{\text{průřez}} [\text{m}^2]$	2,81E-05	2,81E-05	2,81E-05
$V [\text{m}^3]$	0,0000039358307	0,0000039358307	0,0000039358307
$l_{\text{trubky}} [\text{m}]$	0,15	0,15	0,15
$d_h [\text{m}]$	0,004360189	0,004360189	0,004360189
$C_p [\text{J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}]$	1046,676	1046,676	1046,676
$Q_m [\text{kg.s}^{-1}]$	0,001513665	0,000946041	0,000567624
$\eta [\text{Pa.s}]$	2,94E-05	2,94E-05	2,94E-05
$\nu [\text{m}^2.\text{s}^{-1}]$	3,22546E-05	3,22546E-05	3,22546E-05
$\rho [\text{kg.m}^3]$	0,9112419	0,9112419	0,9112419
$k [\text{W/m.K}]$	0,04400798	0,04400798	0,04400798

Laminar 0,55 mm	2000	800	500	300
$p_{\text{vstup}} [\text{Pa}]$	809,33197	189,96523	95,060539	46,351265
$p_{\text{výstup}} [\text{Pa}]$	107,27818	17,585535	7,168324	2,7398353
$v_{\text{vstup}} [\text{m.s}^{-1}]$	14,795024	5,918010	3,698756	2,219254
$v_{\text{výstup}} [\text{m.s}^{-1}]$	15,201951	6,1456361	3,9059153	2,3940544
$t_{\text{vstup}} [\text{K}]$	573,15	573,15	573,15	573,15
$t_{\text{výstup}} [\text{K}]$	395,37601	372,02008	366,30307	363,78873
$q_{\text{stěny.pc}} [\text{W/m}^2]$	19564,494	8839,3037	5689,9219	3467,7317
$P [\text{W}]$	70,641458	31,916046	20,544583	12,520928
$\text{LMTD} [\text{K}]$	94,84650234	63,55973096	49,26415445	36,12554045
$q_{\text{stěny}} [\text{W/m}^2]$	19501,10781	8825,264604	5672,573758	3444,916237
$\text{Nu} [-]$	20,370978	13,756869	11,408355	9,447964
$f [-]$	0,204620637	0,314011222	0,409873118	0,564932876
$\text{Re} [-]$	2000	800	500	300
$t_{\text{stěna}} [\text{K}]$	363,15	363,15	363,15	363,15
$S_{\text{oblasti}} [\text{m}^2]$	0,0036106971	0,0036106971	0,0036106971	0,0036106971
$S_{\text{průřez}} [\text{m}^2]$	2,81E-05	2,81E-05	2,81E-05	2,81E-05
$V [\text{m}^3]$	0,0000039358307	0,0000039358307	0,0000039358307	0,0000039358307
$l_{\text{trubky}} [\text{m}]$	0,15	0,15	0,15	0,15
$d_h [\text{m}]$	0,004360189	0,004360189	0,004360189	0,004360189
$C_p [\text{J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}]$	1046,676	1046,676	1046,676	1046,676
$Q_m [\text{kg.s}^{-1}]$	0,000378416	0,000151367	0,000094604	0,000056762
$\eta [\text{Pa.s}]$	2,94E-05	2,94E-05	2,94E-05	2,94E-05
$\nu [\text{m}^2.\text{s}^{-1}]$	3,22546E-05	3,22546E-05	3,22546E-05	3,22546E-05
$\rho [\text{kg.m}^3]$	0,9112419	0,9112419	0,9112419	0,9112419
$k [\text{W/m.K}]$	0,04400798	0,04400798	0,04400798	0,04400798